



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO

“CONSTRUCCIÓN DE UN SIMULADOR PARA EL DIAGNÓSTICO DE MODOS DE FALLAS EN ENGRANAJES MEDIANTE EL ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y ULTRASONIDO PASIVO PARA LA FACULTAD DE MECÁNICA”

**ALARCÓN ARÉVALO CLEMENTE ISIDRO
GAIBOR NARANJO FRANKLIN ESTUARDO**

TRABAJO DE TITULACIÓN

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO DE MANTENIMIENTO

RIOBAMBA – ECUADOR

2017

APROBACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

2016-05-23

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparado por:

ALARCÓN ARÉVALO CLEMENTE ISIDRO
GAIBOR NARANJO FRANKLIN ESTUARDO

Titulado:

“CONSTRUCCIÓN DE UN SIMULADOR PARA EL DIAGNÓSTICO DE
MODOS DE FALLAS EN ENGRANAJES MEDIANTE EL ANÁLISIS DE
VIBRACIONES Y ULTRASONIDO PASIVO PARA LA FACULTAD DE
MECÁNICA”

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO DE MANTENIMIENTO

Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Eduardo Segundo Hernández Dávila
DIRECTOR

Ing. Verónica Paulina López Pérez
ASESORA

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: ALARCÓN ARÉVALO CLEMENTE ISIDRO

TRABAJO DE TITULACIÓN: **“CONSTRUCCIÓN DE UN SIMULADOR PARA EL DIAGNÓSTICO DE MODOS DE FALLAS EN ENGRANAJES MEDIANTE EL ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y ULTRASONIDO PASIVO PARA LA FACULTAD DE MECÁNICA”**

Fecha de Examinación: 2017-01-17

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillán Gallegos PRESIDENTE TRIB.DEFENSA			
Ing. Eduardo Hernández Dávila DIRECTOR			
Ing. Verónica López Pérez ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Marco Santillán Gallegos
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: GAIBOR NARANJO FRANKLIN ESTUARDO

TRABAJO DE TITULACIÓN: **“CONSTRUCCIÓN DE UN SIMULADOR PARA EL DIAGNÓSTICO DE MODOS DE FALLAS EN ENGRANAJES MEDIANTE EL ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y ULTRASONIDO PASIVO, PARA LA FACULTAD DE MECÁNICA”**

Fecha de Examinación: 2017-01-17

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillán Gallegos PRESIDENTE TRIB.DEFENSA			
Ing. Eduardo Hernández Dávila DIRECTOR			
Ing. Verónica López Pérez ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Marco Santillán Gallegos
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El Trabajo de Titulación que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Alarcón Arévalo Clemente Isidro

Gaibor Naranjo Franklin Estuardo

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Nosotros, Clemente Isidro Alarcón Arévalo y Franklin Estuardo Gaibor Naranjo, declaramos que el presente trabajo de titulación es de nuestra autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autores, asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación.

Alarcón Arévalo Clemente Isidro

Cedula de Identidad: 020213288-2

Gaibor Naranjo Franklin Estuardo

Cedula de Identidad: 020231797-0

DEDICATORIA

Dedicó mi logro principalmente a Dios, porque Él ha estado siempre en cada paso que doy en el camino de la vida, guiándome para ser mejor cada día ya sea de forma espiritual e intelectual.

A mi madre y hermanas que han sido mi más grande motivación ya que me han enseñado buenos valores, ya que siempre han estado ahí en los momentos difíciles de la vida, apoyándome moralmente y aconsejándome para ser un hombre de bien.

A mi familia en general que con sus consejos han hecho de mí un hombre de provecho a todos ellos les digo gracias y este logro es de todos por el esfuerzo y dedicación que todos contribuyeron.

Clemente Isidro Alarcón Arévalo

Dedico principalmente a dios por mi objetivo cumplido con empeño, fuerza y sabiduría que en el camino de mi vida me ha brindado sin dejar que me derrumbe por las adversidades hasta alcanzar mi meta anhelada.

A mis padres que me han acompañado en esta ardua lucha sin dejarme caer, enseñándome a vencer los obstáculos que se pongan en mi camino hasta llegar a conseguir lo que yo me proponga.

A mis hermanos y amigos que siempre con su granito de arena, ánimos y consejos lograron ayudarme para salir adelante, solo me queda decirles un Dios le pague a todos.

Franklin Estuardo Gaibor Naranjo

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por darme fortaleza y estar siempre conmigo, ya que gracias a él he logrado concluir mi carrera, a mi madre y hermanas que siempre estuvieron a mi lado brindándome su apoyo incondicional y consejos para hacer de mí una persona de bien.

A mis familiares y amigos que de una u otra forma han contribuido para el logro de mis objetivos.

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería de Mantenimiento, por darme la oportunidad de obtener una profesión, y ser una persona útil a la sociedad.

Clemente Isidro Alarcón Arévalo

Agradezco a Dios por darme fortaleza para lograr mis metas, a mi familia por brindarme todo el cariño y confianza para ver culminada una meta más de la vida.

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería de Mantenimiento, por darme la oportunidad de obtener una profesión, y ser una persona útil a la sociedad.

Agradezco al Ing. Eduardo Hernández e Ing. Verónica López, por brindarme su amistad y asesoramiento de la tesis, quienes con la ayuda de su conocimiento y experiencia se logró elaborar el presente documento.

Franklin Estuardo Gaibor Naranjo

CONTENIDO

Pág.

1. INTRODUCCIÓN.

1.1	Antecedentes.....	1
1.2	Justificación	1
1.3	Objetivos.....	2
1.3.1	<i>Objetivo general.</i>	2
1.3.2	<i>Objetivos específicos</i>	2

2. MARCO TEÓRICO.

2.1	Generalidades de los engranajes	4
2.1.1	<i>Definición.</i>	4
2.1.2	<i>Nomenclatura.</i>	4
2.1.2.1	<i>Círculo de paso.</i>	4
2.1.2.2	<i>Paso circular (p).</i>	4
2.1.2.3	<i>Módulo.</i>	5
2.1.2.4	<i>Paso diametral (P).</i>	5
2.1.2.5	<i>Cabeza (a).</i>	5
2.1.2.6	<i>Raíz (b).</i>	5
2.1.2.7	<i>Altura total (ht).</i>	5
2.1.2.8	<i>Círculo de tolerancia</i>	5
2.1.2.9	<i>Flanco.</i>	6
2.1.2.10	<i>Tolerancia (c).</i>	6
2.1.2.11	<i>Relación de velocidades (VR).</i>	6
2.1.2.12	<i>Distancia entre centros (Dc).</i>	6
2.1.3	<i>Tipos de engranes</i>	6
2.1.3.1	<i>Engranes rectos.</i>	7
2.1.3.2	<i>Engranes helicoidales</i>	7
2.1.3.3	<i>Engranes cónicos.</i>	7
2.1.3.4	<i>Engrane cónico en espiral.</i>	8
2.1.3.5	<i>Engrane hipoide.</i>	8
2.1.3.6	<i>Engranes de tornillo sin fin.</i>	8
2.1.4	<i>Materiales para engranajes</i>	9
2.1.5	<i>Lubricación para engranajes.</i>	9
2.2	Mecanismos de falla de engranajes	9
2.2.1	<i>Fallas en engranajes.</i>	10
2.2.1.1	<i>Falla por fractura.</i>	10
2.2.1.2	<i>Desgaste total de los dientes.</i>	10
2.2.2	<i>Modos de falla en engranes.</i>	10
2.2.2.1	<i>Pérdida de geometría del diente.</i>	10
2.2.2.2	<i>Agrietamiento.</i>	13
2.3	Inspección de engranajes por análisis de vibraciones.....	14
2.3.1	<i>Análisis de vibración.</i>	14
2.3.1.1	<i>Diagnóstico de fallas en engranajes.</i>	14
2.4	Inspecciones de engranajes por ultrasonido pasivo.	21
2.4.1	<i>Ultrasonido pasivo.</i>	21

2.4.1.1	<i>Principio físico.</i>	21
2.4.2	<i>Ultrasonido propagado en aire.</i>	22
2.4.2.1	<i>Vacío.</i>	22
2.4.2.2	<i>Movimiento de ondas en sonido.</i>	23
2.4.2.3	<i>Distribución de energía de sonido.</i>	23
2.4.3	<i>Penetración del sonido.</i>	23
2.4.3.1	<i>Velocidad.</i>	23
2.4.3.2	<i>Longitud de onda.</i>	23
2.4.3.3	<i>Decibel (dB).</i>	23
2.4.3.4	<i>Amplitud.</i>	24
2.4.3.5	<i>Intensidad del sonido.</i>	24
2.4.4	<i>Técnica de detección por ultrasonido.</i>	24
2.5	<i>Plan de mantenimiento.</i>	25
2.5.1	<i>Análisis modal de efecto de fallos (AMEF).</i>	25
2.5.1.1	<i>Severidad (S).</i>	26
2.5.1.2	<i>Índice de ocurrencia (O).</i>	26
2.5.1.3	<i>Índice de detección (D).</i>	27
2.5.1.4	<i>Índice de prioridad de riesgo (IPR).</i>	27

3. SELECCIÓN, MODELACIÓN, MONTAJE DE ELEMENTOS Y PUESTA EN OPERACIÓN DEL SIMULADOR DE MODOS DE FALLAS EN ENGRANAJES.

3.1	<i>Sistemas del simulador de modos de fallas en engranajes.</i>	28
3.1.1	<i>Sistema de potencia.</i>	29
3.1.2	<i>Sistema de transmisión.</i>	30
3.1.2.1	<i>Selección de los engranajes.</i>	30
3.1.3	<i>Sistema de carga.</i>	35
3.1.3.1	<i>Cálculo de la potencia eléctrica nominal.</i>	36
3.1.3.2	<i>Cálculo de la potencia eléctrica medida.</i>	37
3.1.3.3	<i>Cálculo de la carga.</i>	38
3.1.4	<i>Sistema de lubricación.</i>	38
3.2	<i>Modelación de los elementos.</i>	40
3.2.1	<i>Modelación de la base del simulador.</i>	40
3.2.2	<i>Modelación de la placa del alternador.</i>	41
3.2.2.1	<i>Aumento de 0,25; 0,50; 0,75; y 1 mm de la distancia entre centros.</i>	41
3.2.2.2	<i>Desalineación angular horizontal (DAH).</i>	41
3.2.2.3	<i>Desalineación angular vertical (DAV).</i>	42
3.3	<i>Montaje del banco de pruebas.</i>	43
3.3.1	<i>Montaje del motor.</i>	43
3.3.2	<i>Montaje del alternador.</i>	43
3.3.3	<i>Montaje del piñón al alternador.</i>	44
3.3.4	<i>Montaje del engrane al motor.</i>	44
3.3.5	<i>Montaje de la estructura de acrílico.</i>	44
3.4	<i>Puesta en operación del simulador de modos de fallas de engranajes.</i>	45
3.4.1	<i>Guía de operación.</i>	45
3.4.2	<i>Plan de mantenimiento.</i>	45
3.4.3	<i>Guía de prácticas de laboratorio.</i>	46

4.	MEDICIÓN DE VIBRACIONES Y ULTRASONIDO	
4.1	Métodología.....	47
4.1.1	<i>Modos de fallos.....</i>	47
4.1.1.1	<i>Desalineación angular horinzontal.....</i>	47
4.1.1.2	<i>Desalineación angular vertical.....</i>	49
4.1.1.3	<i>Aumento de la distancia entre centros.....</i>	49
4.1.1.4	<i>Engrane con dientes rotos.....</i>	49
4.2	Procedimiento para la toma de mediciones.....	50
4.2.1	<i>Procedimiento para la toma de mediciones de vibraciones.....</i>	51
4.2.2	<i>Procedimiento para la toma de mediciones de ultrasonido pasivo.....</i>	52
4.3	Mediciones tomadas con el equipo Vibrachek 200 ABG y su respectivo análisis en el software MAINtraq Predictive.....	53
4.3.1	<i>Medición de vibraciones del engranaje en condiciones normales.....</i>	53
4.3.1.1	<i>Cálculos de la frecuencia de engranaje de engranes(GMF, 2GMF, 3GMF, 3,25GMF).....</i>	54
4.3.2	<i>Mediciones realizadas con el equipo de análisis de vibraciones desalineando a 0,25; 0,50; 0,75; 1 grados sexagesimales.....</i>	55
4.3.2.1	<i>Obtención de la ecuación desalineación angular horizontal Vs RMS total de los espectros de aceleración.....</i>	56
4.3.3	<i>Mediciones realizadas con el equipo de análisis de vibraciones desalineando con shims de 0,503; 0,638; 1,27; 1,82 mm.....</i>	58
4.3.3.1	<i>Obtención de la ecuación de desalineación angular vertical(Shims) Vs RMS total de los espectros de aceleración.....</i>	58
4.3.4	<i>Mediciones realizadas con el equipo de análisis de vibraciones aumentando la distancia entre centros.....</i>	60
4.3.4.1	<i>Obtención de la ecuación aumento de centros Vs RMS total del espectro de aceleración.....</i>	61
4.3.5	<i>Mediciones realizadas con el equipo de análisis de vibraciones con el engrane con dientes rotos.....</i>	64
4.3.5.1	<i>Cálculo del factor de cresta.....</i>	65
4.4	Mediciones tomadas con el equipo Ultraprobe 15000 y su respectivo análisis en el software UE Spectralyzer 4.2.....	67
4.4.1	<i>Mediciones realizadas con el engrane sin defectos en condiciones normales utilizando el equipo de análisis ultrasónico.....</i>	68
4.4.2	<i>Mediciones realizadas con el equipo de análisis ultrasónico desalineando 0,25; 0,50; 0,75; 1 grados sexagesimales.....</i>	68
4.4.3	<i>Mediciones realizadas con el equipo de análisis ultrasónico desalineando verticalmente con shims de 0,503; 0,638; 1,27; 1,82 mm.....</i>	71
4.4.3.1	<i>Obtención de la ecuación de desalineación angular vertical Vs NPT.....</i>	71
4.4.4.1	<i>Obtención de la ecuación de aumento de la distancia entre centros Vs NPT.....</i>	73
4.4.5	<i>Mediciones realizadas con el equipo de análisis ultrasónico con el engrane con dientes rotos.....</i>	75
5.	ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	
5.1	Resultados del análisis de vibraciones.....	77
5.1.1	<i>Análisis del espectro de vibraciones en condiciones normales.....</i>	77
5.1.2	<i>Análisis de los espectros de vibración cuando existe desalineación angular horizontal.....</i>	79
5.1.3	<i>Análisis de los espectros de vibraciones cuando se desalinea de forma angular vertical.....</i>	80

5.1.4	<i>Aumento de la distancia entre centros.</i>	80
5.1.5	<i>Análisis del ensayo del engrane con dientes rotos</i>	81
5.2	Resultados del análisis ultrasónico	81
5.2.1	<i>Análisis del espectro ultrasónico en condiciones normales de funcionamiento</i>	81
5.2.2	<i>Análisis del espectro ultrasónico con el engrane sin defectos, pero con una desalineación angular horizontal de 1°.</i>	81
5.2.3	<i>Análisis del espectro ultrasónico con el engrane sin defectos, desalineando al piñón verticalmente con shims de 1,82 mm.</i>	82
5.2.4	<i>Análisis del espectro ultrasónico de la transmisión aumentando 1 mm la distancia entre centros.</i>	83
5.2.5	<i>Análisis de la forma de onda del engrane con diente roto.</i>	84
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
6.1	Conclusiones	87
6.2	Recomendaciones	88

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1	Lista de requerimientos..... 28
2	Datos técnicos del motor eléctrico..... 29
3	Características del engranaje de diente recto..... 30
4	Datos técnicos del alternador..... 35
5	Características fisicoquímicas del lubricante..... 39
6	Características de la base del simulador 40
7	Distancia recorrida de la placa del alternador en función del ángulo..... 49
8	Ensayo en condiciones normales..... 55
9	Desalineación angular horizontal..... 55
10	Método de mínimos cuadrados (DAH)..... 56
11	Desalineación angular vertical..... 58
12	Método de mínimos cuadrados (DAV)..... 59
13	Aumento de la distancia entre centros..... 61
14	Método de mínimos cuadrados (AC)..... 62
15	Ensayo engrane con dientes rotos..... 65
16	Factor de cresta 65
17	Método de mínimos cuadrados (FC)..... 65
18	Niveles globales de presión sonora para cada ángulo de desalineación..... 68
19	Método de mínimos cuadrados (DAH ultrasonido)..... 69
20	Niveles globales de presión sonora para cada desalineación..... 71
21	Método de mínimos cuadrados (DAV ultrasonido)..... 71
22	Datos de niveles globales de presión sonora para cada simulación..... 73
23	Método de mínimos cuadrados (AC ultrasonido)..... 74

LISTA DE FIGURAS

		Pág.
1	Partes de un engrane de dientes rectos.....	4
2	Engrane de dientes rectos	7
3	Engrane de dientes helicoidales.....	7
4	Engrane de dientes cónicos.....	8
5	Engrane de tornillos sin fin.....	8
6	Desgaste abrasivo.	11
7	Desgaste por sobrecarga.	11
8	Desgaste por fluencia.....	12
9	Estriado.	12
10	Picado.....	12
11	Grietas en cara del diente.....	13
12	Grietas en alma o llanta.	13
13	Grietas en base de diente.	14
14	Espectro normal.	17
15	Desgaste del diente.	18
16	Carga del diente.	18
17	Excentricidad y backlash.	19
18	Desalineación del engrane.	19
19	Diente estrellado o roto.....	20
20	Problemas de fase en el ensamblaje del engrane.	20
21	Frecuencia de encuentro de dientes.	21
22	Onda de sonido en función del tiempo.	22
23	Diseño de un detector ultrasónico.....	25
24	Motor eléctrico trifásico de ½ Hp.....	29
25	Sistema de transmisión	30
26	Curva características en función de la potencia.....	38
27	Estructura de acrílico con el lubricante SAE 140.	39
28	Placa del simulador.....	40
29	Placa móvil del alternador.	41
30	Aumento de la distancia entre centros	41
31	Desalineación angular horizontal.....	42
32	Desalineación angular vertical.....	43
33	Montaje del motor.....	43
34	Montaje del alternador.	44
35	Montaje del piñón.	44
36	Montaje del engrane.....	45
37	Montaje de la estructura de acrílico	45
38	Esquema de la desalineación angular	47
39	Esquema de desalineación angular a 1°	49
40	Shims	49
41	Engrane con dientes rotos	50
42	Regulador electrónico de voltaje de CC.	50
43	Equipo de vibraciones (Vibrachek 200 ABG).....	51
44	Punto radial vertical (a) y punto radial horizontal (b)	52

45	Equipo de ultrasonido (Ultraprobe 15000).	53
46	Espectro de vibraciones del engrane sin defectos.	54
47	Desalineación angular horizontal.....	58
48	Desalineación angular vertical.	60
49	Aumento de la distancia entre centros.	63
50	Forma de onda del engrane con dientes rotos.	64
51	Factor de cresta.	67
52	Espectro ultrasónico del engranaje en condiciones normales.	68
53	Desalineación angular horizontal.....	70
54	Desalineación angular vertical.	73
55	Aumento de la distancia entre centros.	75
56	Forma de onda del engrane con diente roto.	76
57	Espectro de vibración de los engranajes en condiciones normales	77
58	Espectro de velocidad en condiciones normales.....	79
59	Espectro en aceleración de la desalineación angular horizontal a 1°.	79
60	Espectro de ensayo dientes rotos.	81
61	Análisis del espectro de desalineación horizontal a 1°	82
62	Análisis del espectro de desalineación angular vertical de 1,82 mm.....	83
63	Análisis del espectro aumentado la distancia entre centros en 1 mm.	83
64	Análisis de la forma de onda con diente roto.....	84

SIMBOLOGÍA

f	Frecuencia
dB	Decibeles
t	Tiempo
V	Voltaje
P	Potencia
I	Intensidad eléctrica
η	Rendimiento
$\cos \varphi$	Factor de potencia.
Np	Nivel de presión sonora

LISTA DE ABREVIACIONES

AGMA	American Gear Manufacturers Association (Asociación de fabricantes de Engranajes de los Estados Unidos)
AISI	American Iron and Steel Institute (Instituto Americano del Hierro y el Acero)
AMEF	Análisis del modo y efecto de fallas
API	American Petroleum Institute (Instituto Americano del Petróleo).
ASTM	International Standards Organization (Organización de Normas Internacionales)
CPM	Ciclos por minuto.
GMF	Gear Mesh Frequency (Frecuencia de engranaje de engranes).
ISO	International Organization for Standardization (Organización Internacional de Normalización)
RMS	Root Mean Square (Raíz Cuadrada Media).
RPM	Revoluciones por minuto.
SAE	Servicio de Acreditación Ecuatoriana.

LISTA DE ANEXOS

- A** Índice de severidad de los modos de falla
- B** Índice de ocurrencia de los modos de falla
- C** Índice de detección de modos de falla
- D** Características de los engranajes según su módulo
- E** Guía de operación
- F** Check list de inicio de operación
- G** Guía de prácticas de laboratorio
- H** AMEF sistema de potencia
- I** AMEF sistema de transmisión
- J** AMEF sistema de carga
- K** Plan de mantenimiento
- L** Manual de mantenimiento

RESUMEN

Se ha construido un simulador de modos de fallas en engranajes, en el cual se pueden realizar análisis de vibraciones y ultrasonido pasivo, con el fin de colaborar al aprendizaje del estudiante y al equipamiento del Laboratorio de Diagnóstico Técnico de la Facultad de Mecánica. Se empezó con la modelación del simulador en el software Solidworks, selección de engranajes, motor eléctrico, alternador y por último se ejecutó el montaje y puesta en operación. Para probar la efectividad del simulador se realizaron análisis de los modos de fallos como: desalineación angular horizontal, con ángulos a intervalos de $0,25^\circ$; desalineación angular vertical, utilizando shims (laminas) de diferentes espesores; aumento de la distancia entre centros, con intervalos de aumento de $0,25\text{mm}$ y de diente roto. En la toma de datos de vibraciones se utilizó el equipo Vibrachek 200 ABG, con su respectivo acelerómetro para capturar los espectros. Para el análisis de vibraciones se utilizó el espectro de aceleración, ya que los armónicos a analizar se presentan a altas frecuencias. De igual manera se usó un módulo de contacto o estetoscopio (STM) para la toma de datos de ultrasonido pasivo, mediante el equipo Ultraprobe 15000. El análisis de los datos de los modos de fallo en engranajes, en la técnica de vibraciones es más efectivo que la de ultrasonido pasivo debido a que la primera técnica permite determinar los cambios que se producen en los armónicos característicos, sin dejar de lado el análisis ultrasónico, ya que éste es complementario para el análisis de vibraciones. Adicional se ha establecido que para el análisis del modo de fallo por diente roto, la técnica de vibraciones y ultrasonido pasivo son efectivas. Con esto se ha concluido que el simulador cumple su función brindando mediciones fiables, las cuales se recomienda que deben ser tomadas ajustando las partes del módulo.

PALABRAS CLAVES: <MODOS DE FALLAS EN ENGRANAJES>, <SOLIDWORKS (SOFTWARE)>, <ANÁLIS DE VIBRACIONES>, <ANÁLIS DE ULTRASONIDO PASIVO>, <VIBRACHEK 200 ABG (EQUIPO)>, <INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO >, <ACELERÓMETRO>, <MÓDULO DE CONTACTO >

ABSTRACT

A simulator of gear failure modes was constructed, in which vibration analysis and passive ultrasound can be performed, in order to collaborate with the student's learning and the equipment of the Technical Diagnostic laboratory of the Faculty of Mechanics. We started with the modeling of the software simulator Solidworks, selection of gears, electric motor, and alternator and finally the assembly was executed and put into operation. To test the effectiveness of the simulator, analyzes were performed on failure modes such as: horizontal angular misalignment, with angles at 0,25 intervals; vertical angular misalignment, using shims of different thicknesses; increase in distance between centers, with increasing intervals of 0,25 mm and broken tooth. Vibracheck 200ABG equipment was used in the vibration data acquisition, with its respective accelerometer to capture the spectra. For the analysis of vibrations the acceleration spectrum was used since the harmonics to analyze are presented at high frequencies. A contact module or stethoscope (STM) was also used for the data acquisition of passive ultrasound, using the Ultraprobe 15000 equipment. The analysis of the data of the modes of failure in gears, in the technique of vibrations is more effective than that of the passive ultrasound because the first technique allows to determine the changes that occur in the characteristic harmonics, without neglecting the ultrasonic analysis, since this is complementary to the analysis of vibrations. Additionally it is established that for the analysis of the mode of failure per broken tooth, the techniques of vibrations and passive ultrasound are effective. With this, it has been concluded that the simulator fulfills its function by providing reliable measurements, which are recommended to be taken by adjusting the parts of the module.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

En el Laboratorio de Diagnóstico Técnico de la Facultad de Mecánica existe un banco de pruebas para fallas en engranajes, el cual no cumple con los requerimientos para la toma de mediciones. Por lo que ha surgido la necesidad de la construcción de un nuevo simulador que cumpla con las exigencias del estudio a realizar. Se propone construir el nuevo simulador de una manera didáctica, de tal manera que los estudiantes de la Facultad de Mecánica puedan realizar prácticas de diagnóstico de fallas en engranajes a través del análisis de espectros de vibraciones y ultrasonido pasivo. Las mediciones de vibración van a ser tomadas con el equipo Vibrachek 200 ABG con su software MAINTraQ Analyzer y las mediciones de ultrasonido pasivo con el equipo Ultraprobe 15000 con su software UE Spectralyzer 4.2.

El banco de pruebas para fallas en engranajes posee un kit de engranajes, el cual está compuesto de un piñón, engranes con y sin defectos. El Diagnóstico Técnico ocupa un papel cada vez más importante en la conservación de las máquinas de las industrias, por lo cual, el presente trabajo de titulación busca que los estudiantes puedan familiarizarse con las técnicas de análisis de vibraciones y ultrasonido pasivo en las posibles fallas que se puedan desarrollar en engranajes.

1.2 Justificación

En la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo Facultad de Mecánica se procederá a la construcción del simulador de modos de fallas de engranajes, el cual permitirá realizar análisis de vibraciones y ultrasonido pasivo para diagnosticar la condición de dichos elementos.

Este nuevo simulador de modos de fallas será de gran aporte para el Laboratorio de Diagnóstico Técnico, ya que los estudiantes podrán realizar estudios e investigaciones la evolución de las fallas de engranajes.

En el mundo industrial uno de los mecanismos más utilizados para la transmisión de potencia son los engranajes. Los mismos que transmiten la rotación o giro de un eje a otro distinto, ya sea reduciendo o aumentando la velocidad y el par torzor. En la actualidad el mantenimiento juega un papel importante en la industria ya que es el encargado de mantener la función de sus activos, este utiliza algunas técnicas de diagnóstico como por ejemplo el análisis de vibraciones y ultrasonido pasivo.

Uno de los problemas más comunes en las fábricas es el fallo de los engranajes de los equipos, los mismos que se producen de forma imprevista, provocando pérdidas de producción y un aumento significativo en los costos de mantenimiento y operación. Hoy en día para el diagnóstico de fallas en engranajes ya se han establecido patrones mediante análisis de vibraciones, los mismos que han sido determinados cuando la falla ya se ha desarrollado a un nivel severo.

La construcción de este nuevo simulador proporcionará un beneficio sustancial en la formación del ingeniero de mantenimiento, ya que se le proveerá de un enfoque proactivo relacionado con la detección de fallos en engranajes. De esta manera también se contribuirá indirectamente con las nuevas matrices productiva y energética del país.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.* Construir un simulador para el diagnóstico de modos de fallas en engranajes mediante el análisis de vibraciones y ultrasonido pasivo, para la Facultad de Mecánica de la ESPOCH.

1.3.2 *Objetivos específicos*

Analizar los requerimientos necesarios que debe tener el simulador de modos de fallos de engranajes.

Poner en operación el simulador de modos de fallas en engranajes.

Evaluar las señales obtenidas tanto de vibración y ultrasonido pasivo de las fallas en engranajes.

Elaborar un manual de mantenimiento y guía de operación del simulador de modos de fallas de engranajes.

Elaborar el plan de mantenimiento de los sistemas del simulador de modos de fallas de engranajes.

CAPÍTULO II

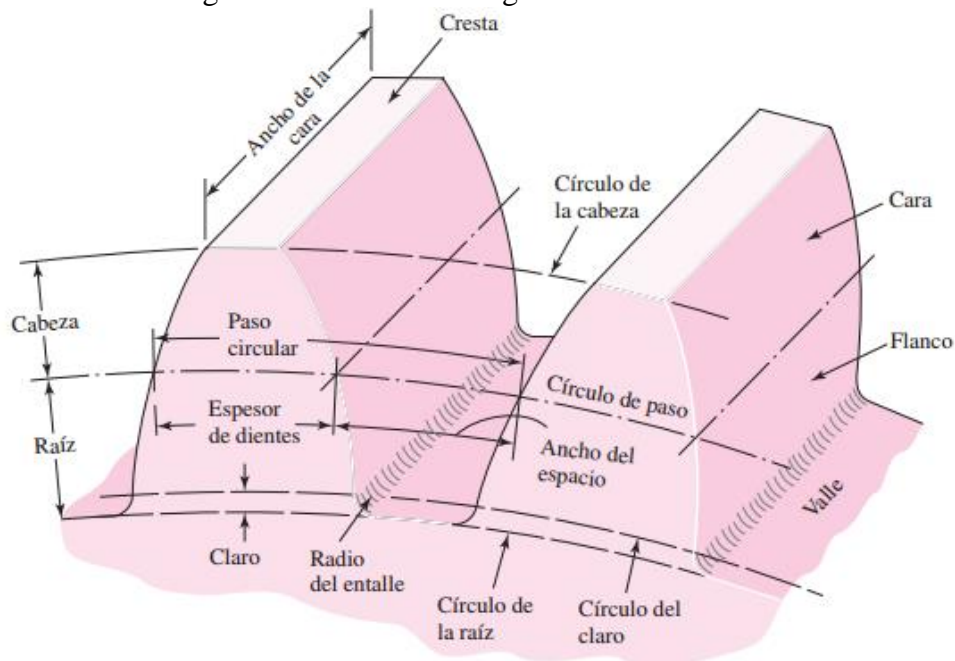
2. MARCO TEÓRICO

2.1 Generalidades de los engranajes

2.1.1 *Definición.* Los engranes son elementos dentados que transmiten el movimiento rotatorio de un eje a otro (JUVINALL, 1997).

2.1.2 *Nomenclatura.* Las partes principales de un engrane son las siguientes:

Figura 1. Partes de un engrane de dientes rectos.



Fuente: (JUVINALL, 1997).

2.1.2.1 *Círculo de paso.* Es un círculo teórico en el que se basan todos los cálculos o también llamado círculo primitivo, su diámetro es el diámetro de paso.

2.1.2.2 *Paso circular (p).* Es la distancia, medida sobre el círculo de paso, desde un punto en un diente a un punto correspondiente de un diente adyacente. De esta manera el paso circular es igual a la suma del espesor del diente y del ancho del espacio.

$$p = \frac{\pi d}{z} \quad \text{Ecuación (1)}$$

Dónde:

p= Paso circular.

d= Diámetro del círculo de paso en mm.

Z= Número de dientes.

2.1.2.3 *Módulo*. Es la relación del diámetro de paso con el número de dientes, viene expresado en mm.

$$m = \frac{d}{Z} \quad \text{Ecuación (2)}$$

Dónde:

m= Módulo en mm.

d= Diámetro del círculo de paso en mm.

Z= Número de dientes.

2.1.2.4 *Paso diametral (P)*. Es a relación entre el número de dientes y el diámetro de paso, por lo que, es el recíproco del módulo. Viene expresado en dientes por pulgada.

$$P = \frac{Z}{d} \quad \text{Ecuación (3)}$$

Dónde:

P= Paso diametral en dientes por mm.

d= Diámetro del círculo de paso en mm.

Z= Número de dientes.

2.1.2.5 *Cabeza (a)*. Es la distancia radial entre la cresta y el círculo de paso.

2.1.2.6 *Raíz (b)*. Es la distancia radial desde el fondo hasta el círculo de paso.

2.1.2.7 *Altura total (h_t)*. Es la suma de la cabeza y la raíz.

2.1.2.8 *Círculo de tolerancia*. Es un círculo tangente al círculo de la raíz del engrane

acoplado.

2.1.2.9 *Flanco*. Es la superficie entre el círculo de paso y el círculo de la raíz.

2.1.2.10 *Tolerancia (c)*. Es la cantidad por la que la raíz en un engrane dado excede la cabeza de su engrane acoplado.

2.1.2.11 *Relación de velocidades (VR)*. Se define como la relación de la velocidad angular del engrane de entrada a la del engrane de salida, para un solo par de engranes (MOTT, 2006).

$$VR = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad \text{Ecuación (4)}$$

Dónde:

VR= Relación de velocidades.

n_1 = Velocidad angular de entrada.

n_2 = Velocidad angular de salida.

Z_1 = Número de dientes del engrane de entrada.

Z_2 = Número de dientes del engrane de salida.

2.1.2.12 *Distancia entre centros (Dc)*. Es la distancia desde el centro del engrane al centro del piñón. Se clcula con la siguiente fórmula.

$$Dc = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad \text{Ecuación (5)}$$

Dónde:

Dc= Distancia entre centros (mm).

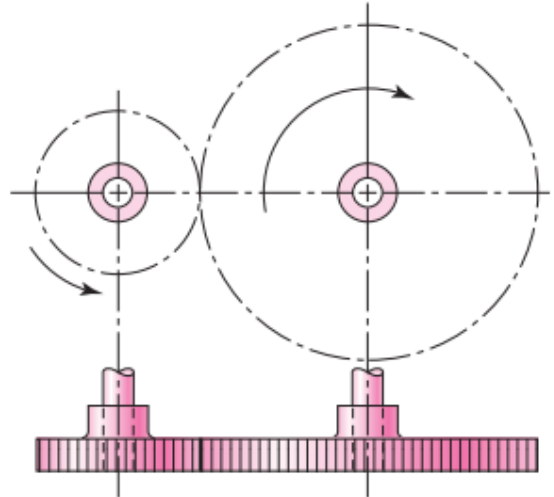
d_1 = Diámetro de paso del engrane (mm).

d_2 = Diámetro de paso del piñón (mm).

2.1.3 *Tipos de engranes*. Entre los más principales dentro de la industria tenemos los siguientes:

2.1.3.1 *Engranes rectos*. Es el más sencillo, tiene dientes paralelos al eje de rotación y se emplean para transmitir movimiento de un eje a otro eje paralelo.

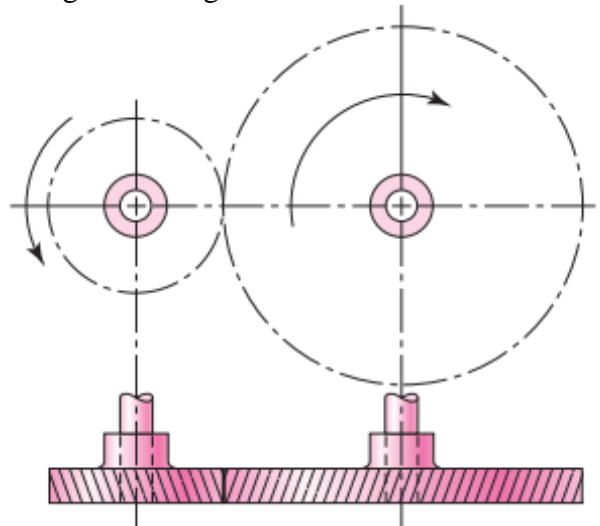
Figura 2. Engrane de dientes rectos



Fuente: (BUDYNAS, 2012).

2.1.3.2 *Engranes helicoidales*. Son aquellos que cuentan con dientes inclinados respecto al eje de rotación, se utilizan para las mismas aplicaciones de los engranes rectos, si es así no son tan sonoras. Se usan para transmitir movimiento de rotación entre ejes paralelos o no paralelos.

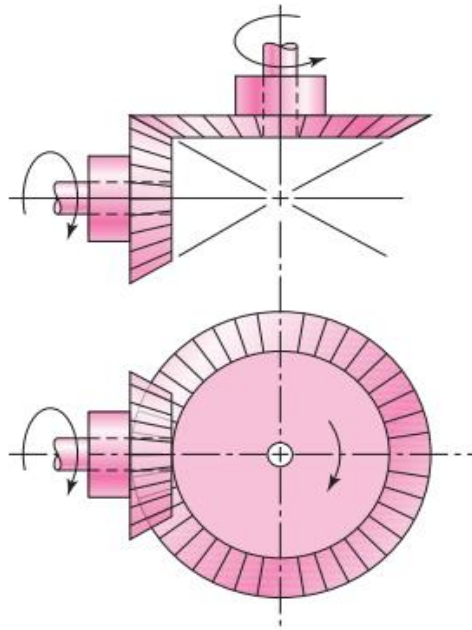
Figura 3. Engrane de dientes helicoidales.



Fuente: (BUDYNAS, 2012)

2.1.3.3 *Engranes cónicos*. Presentan dientes formados en superficies cónicas y se emplean sobre todo para la transmisión de movimiento entre ejes que se intersecan.

Figura 4. Engrane de dientes cónicos.



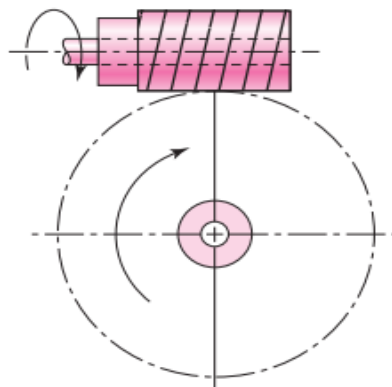
Fuente: (BUDYNAS, 2012).

2.1.3.4 *Engrane cónico en espiral.* Tiene la peculiaridad de que el diente es en forma de arco circular.

2.1.3.5 *Engrane hipoide.* Son muy similares a los engranes cónicos en espiral, excepto que los ejes están desplazados y no se intersectan (BUDYNAS, 2012).

2.1.3.6 *Engranes de tornillo sin fin.* Se hacen de modo que los dientes de uno o de ambos elementos se envuelvan de manera parcial alrededor del otro. Son empleados cuando la relación de velocidad de los ejes es demasiado alta de 3 o más (BUDYNAS, 2012).

Figura 5. Engrane de tornillos sin fin.



Fuente: (BUDYNAS, 2012).

2.1.4 *Materiales para engranajes.* El material para engranes más utilizado es el hierro fundido ASTM o AGMA grado 20 por ser el más barato. Los grados 30, 40, 50 y 60 son progresivamente más resistentes, pero más caros. Los engranes de hierro fundido tienen amortiguamiento interior, por lo que, son más silenciosos que los engranes de acero.

Frecuentemente las transmisiones por engranajes se realizan entre un piñón de acero y un engrane de hierro fundido. Es recomendable fabricar engranes con tratamiento térmico, logrando así aumentar la capacidad de resistencia a la fatiga de su superficie, es preferible utilizar aceros de aleación y templados en aceite.

Existen también engranes con capa endurecida o con endurecimiento superficial, los cuales se procesan comúnmente por endurecimiento a la flama, endurecimiento por inducción, carburización o nitruración.

De los materiales no ferrosos, los bronce se usan con más frecuencia para la fábrica de engranes.

El material que se ha utilizado para la fabricación del piñón y el engrane del banco de pruebas es de un acero AISI 1040 para el piñón y hierro fundido para el engrane (JUVINALL, 1997).

2.1.5 *Lubricación para engranajes.* Los engranajes constituyen una aplicación crítica en lo relativo a lubricación, debido a que en ellos se transmiten fuerzas elevadas con contactos de pequeña área, lo que produce presiones muy elevadas. Generalmente en la industria se utilizan lubricantes con alta viscosidad, con el objetivo de que éste no sea expulsado del área de contacto y así evitar el contacto metal con metal.

Las características principales de un lubricante pueden ser: alta calidad, alto grado de refinamiento, anti-corrosiva, no reactivo, anti-espumante, libre de partículas abrasivas, etc. Cuando se trata de aplicaciones de elevada temperatura, se requiere que el lubricante tenga propiedades anti-oxidantes, mientras que para aplicaciones de baja temperatura se requiere que posea un bajo punto de fluencia (SÁNCHEZ, 2007).

2.2 Mecanismos de falla de engranajes

2.2.1 *Fallas en engranajes.* Se han clasificado de la siguiente manera:

- Falla por fatiga.
- Desgaste total de los dientes.

2.2.1.1 *Falla por fractura.* Es causada por el esfuerzo de flexión impuesto en él por el torque transmitido. La fractura puede ser por sobrecarga, frecuentemente de impacto, en cuyo caso se tiene una fractura de apariencia fibrosa o granular (HERNANDEZ, 2002).

2.2.1.2 *Desgaste total de los dientes.* Este tipo de falla ocurre cuando el desgaste es excesivo, por lo que, se pierde totalmente el contacto entre dientes entre el piñón y el engrane.

2.2.2 *Modos de falla en engranes.* Son eventos producidos antes de que se genera la falla funcional de los engranes y pueden clasificarse de la siguiente manera:

- Pérdida geométrica del diente.
- Agrietamiento.

2.2.2.1 *Pérdida de geometría del diente.* Se presenta en la superficie de los dientes de los engranes. Puede clasificarse en:

- Desgaste abrasivo.
- Desgaste por sobrecarga.
- Desgaste por fluencia.
- Estriado.
- Desgaste corrosivo.
- Fatiga superficial (picado).
- Desgaste por interferencia.

Desgaste abrasivo. Es el daño superficial provocado por partículas sólidas cuando éstas se introducen entre los dientes de los engranes. Este tipo de desgaste produce una ralladura en el flanco del diente. Su existencia se debe a la incapacidad del sistema de

lubricación para eliminar las partículas sólidas generadas en el funcionamiento de la máquina (SÁNCHEZ, 2007).

Figura 6. Desgaste abrasivo.



Fuente: (SÁNCHEZ, 2007).

Desgaste por sobrecarga. Se produce cuando los engranes transmiten un par excesivo a bajas velocidades, ya que a bajas velocidades no se puede conseguir una lubricación hidrodinámica, produciéndose así el contacto metal con metal. El resultado es un notable desgaste en la parte exterior del flanco de los dientes.

Figura 7. Desgaste por sobrecarga.

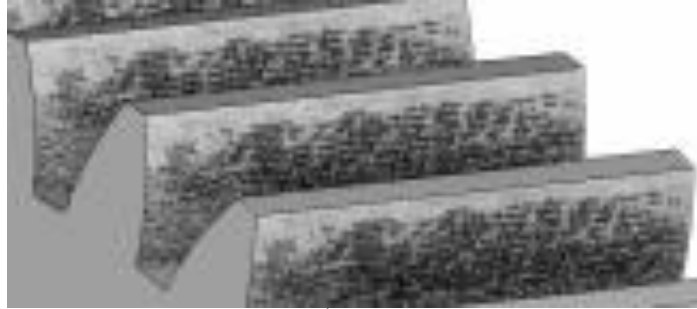


Fuente: (SÁNCHEZ, 2007).

Desgaste por fluencia. Se produce ante cargas elevadas con impactos que hacen que los dientes en contacto se golpeen durante el movimiento. Se manifiesta comúnmente en forma de arrugas u ondulaciones en la superficie como se muestra en la figura 8. Este problema se puede eliminar utilizando engranes con mejor distribución de la carga y utilizar lubricantes con aditivos de alta presión.

Estriado. Se produce a presiones y temperaturas altas, donde existe una eliminación rápida del material de la superficie de los dientes, provocada por el arranque continuado de pequeñas partículas que se han soldado al metal. La superficie presenta un aspecto de desgarrado con estrías o surcos en la dirección de deslizamiento como se muestra en la figura 9.

Figura 8. Desgaste por fluencia.



Fuente: (SÁNCHEZ, 2007)

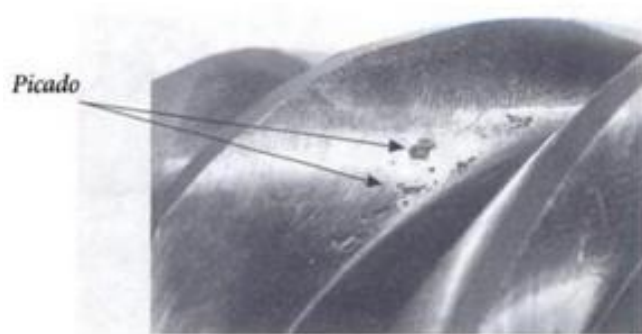
Figura 9. Estriado.



Fuente: (SÁNCHEZ, 2007).

Desgaste corrosivo. Presenta un deterioro de la superficie por acción química de un ácido, de humedad o contaminación del lubricante, al estar en contacto con el metal. Se muestra en forma de picaduras en la superficie (SÁNCHEZ, 2007).

Figura 10. Picado



Fuente: (HERNANDEZ, 2002).

Fatiga superficial (picado). Son pérdidas localizadas de material, normalmente en forma de pequeñas cavidades. Puede manifestarse con diferentes grados de severidad desde pequeñas picaduras hasta el astillado de la superficie como se muestra en la figura 10.

Desgaste por interferencia. Ocurre cuando el contacto prematuro de los dientes concentra la carga del filo de un diente contra la base del opuesto (SÁNCHEZ, 2007).

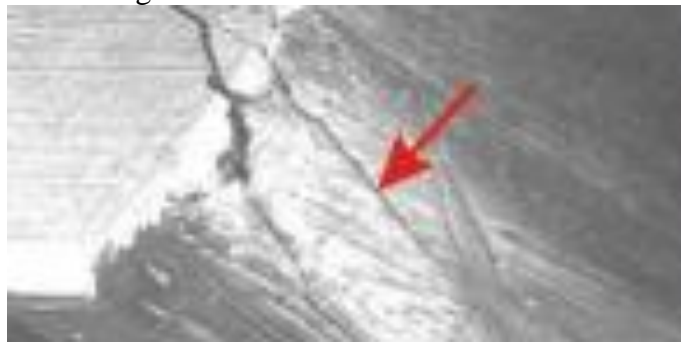
2.2.2.2 *Agrietamiento*. Puede clasificarse según la ubicación de la grieta en el engrane y pueden ser:

- Grietas en cara de dientes.
- Grietas en alma o llanta.
- Grietas en base de dientes.

Grietas en cara de dientes. Es la fase inicial de una pérdida parcial de diente por fatiga, puede ser causado por: Inadecuado acabado superficial de los dientes.

- Las grietas pueden iniciarse a partir de macro pícaduras.

Figura 11. Grietas en cara del diente.



Fuente: (HERNANDEZ, 2002).

Grietas en alma o llanta. Grietas originadas en pie de diente que buscan el centro del engrane. Normalmente formadas por fatiga, causado por un diseño inadecuado.

Figura 12. Grietas en alma o llanta.



Fuente: (HERNANDEZ, 2002).

Grietas en base de dientes. Es la etapa inicial de la pérdida total o parcial del diente por

fractura dúctil, frágil o fatiga.

Figura 13. Grietas en base de diente.



Fuente: (HERNANDEZ, 2002).

2.3 Inspección de engranajes por análisis de vibraciones

2.3.1 *Análisis de vibración.* Esta técnica del mantenimiento predictivo que se basa principalmente en la detección de fallas en equipos rotativos, a través del estudio de los niveles de vibración. Tiene como objetivo obtener los espectros de vibraciones de equipos en funcionamiento para su posterior análisis.

Antes de realizar un análisis de vibraciones se debe tener en cuenta algunos temas como:

- Vibración
- Tipos de vibración.
- Magnitud de vibraciones.
- Frecuencia natural
- Análisis espectral.
- Diagnóstico de fallas de engranajes.

2.3.1.1 *Diagnóstico de fallas en engranajes.* En reductores o elementos con engranajes la actividad espectral suele ser elevada, ya que se combinan frecuencias como las de giro de ejes, las de contacto entre dientes, la de los rodamientos de los apoyos, etc. Las principales causas para que se genere el fallo de un engranaje puede ser por diversos factores como el impacto radial debido a la excentricidad, el impacto axial, el deterioro

de un diente y la interferencia entre dientes (SÁNCHEZ, 2007).

Existen cinco frecuencias fundamentales en el análisis de vibraciones procedentes de los propios engranes, estas pueden ser:

Frecuencia de giro del piñón (n_p). Indica el número de veces por unidad de tiempo que contacta un diente determinado del piñón con cualquier diente del engrane viene dado en RPM, cuyo armónico presente en el espectro se representará como 1XP.

Frecuencia de giro del engrane (n_g). Indica el número de veces por unidad de tiempo que contacta un diente determinado del engrane con cualquier diente del piñón viene dado en RPM, cuyo armónico presente en el espectro se representará como 1XE.

Frecuencia de engrane (GMF). Del inglés Gear Mesh Frequency, definida como:

$$GMF = Z_G * n_G = Z_P * n_P \quad \text{Ecuación (6)}$$

Dónde:

Z_G = Número de dientes del engrane.

n_G = Velocidad angular del engrane.

Z_P = Número de dientes del piñón.

n_P = Velocidad angular del piñón.

Frecuencia de fase de ensamble (GAPF). Indica la frecuencia a la que se produce el engrane entre dos dientes de un mismo grupo o fase de ensamblaje, se calcula de la siguiente manera:

$$GAPF = \frac{GMF}{N_A} \quad \text{Ecuación (7)}$$

Dónde:

GMF= Frecuencia de engrane.

N_A = Factor de fase de ensamblaje.

El factor de fase de ensamblaje representa las diferentes formas en que pueden engranar el piñón y el engrane, se calcula como el máximo común divisor entre el número de dientes de ambos.

Ejemplo: Si tenemos un engrane de 64 dientes con un piñón de 24 dientes, el $N_A = 8$, ya que su $mcd = 2^3$

En otro caso si los números de los dientes tanto del engrane como del piñón no tienen divisor común se tomaría como $N_A = 1$.

Frecuencia de encuentro del diente (f_{HT}). Indica la frecuencia con la que un diente del engrane vuelve a engranar con el mismo diente del piñón. Esta frecuencia se puede calcular a partir del factor de fase de ensamblaje y el número de dientes de los engranes (SÁNCHEZ, 2007).

$$f_{HT} = \frac{GMF * N_A}{Z_G * Z_P} \quad \text{Ecuación (8)}$$

Dónde:

GMF= Frecuencia de engrane.

N_A = Factor de fase de ensamblaje.

Z_G = Número de dientes del engrane.

Z_P = Número de dientes del piñón.

Esta frecuencia es la menor de las cinco frecuencias características de los engranajes, por lo que, suele verse mejor en la onda en el tiempo que en el espectro (SÁNCHEZ, 2007).

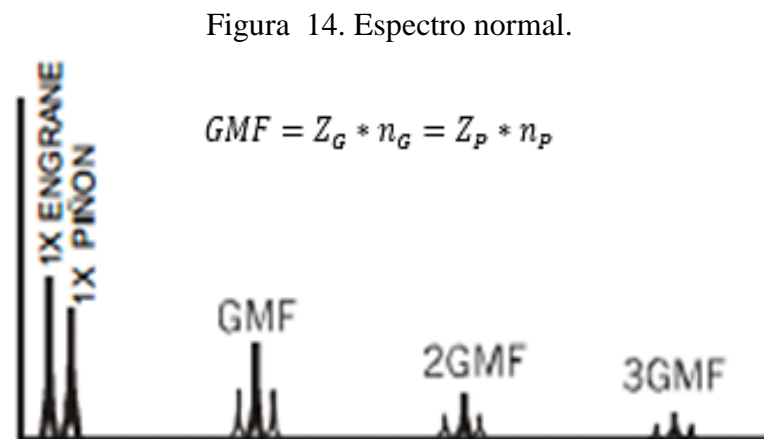
2.3.2 *Modos de Fallas en engranajes*. Entre los más principales tenemos los

siguientes:

2.3.2.1 *Estado normal.* Muestra las velocidades del engrane y del piñón, junto con el GMF y armónicas de GMF muy pequeñas.

Las armónicas GMF cuentan con bandas laterales de velocidad de giro a su alrededor, todos los picos son de amplitud baja y no se alteran las frecuencias naturales de los engranes. Cuando se conoce el número de dientes se recomienda fijar la F_{\max} (frecuencia máxima) en 3,25X GMF y cuando no se conoce se debe fijar la F_{\max} en 200X RPM en cada eje.

En la siguiente figura se muestran los armónicos representativos cuando el engranaje se encuentra en un estado normal de funcionamiento.



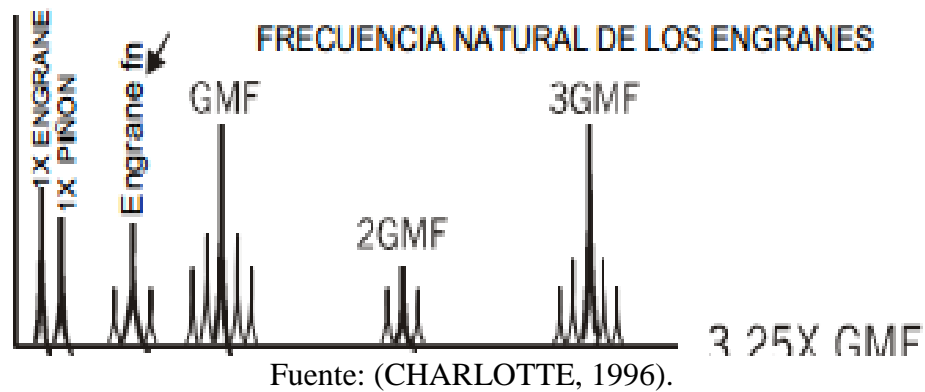
Fuente: (CHARLOTTE, 1996).

2.3.2.2 *Desgaste del diente.* Presenta una excitación de la frecuencia natural (f_n) del engrane junto con bandas laterales alrededor de esta, espaciadas en la velocidad de giro del engrane defectuoso.

Se puede decir que hay desgaste cuando existe un aumento de número y de amplitud de bandas laterales alrededor de GMF, aunque la amplitud de GMF se eleve o no.

Las bandas laterales son el mejor indicador de desgaste en relación a las frecuencias GMF en sí, además, las altas amplitudes ocurren por lo general en 2X GMF o en 3X GMF, aun cuando la amplitud GMF sea aceptable.

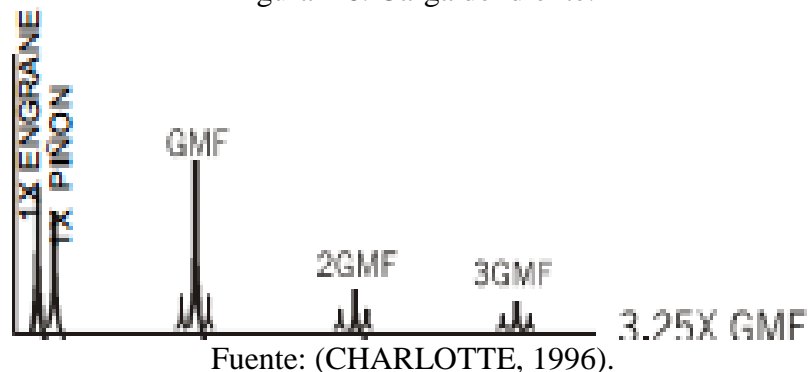
Figura 15. Desgaste del diente.



2.3.2.3 *Carga del diente.* Para saber si hay sobrecarga se hace un análisis comparativo con espectros tomados a plena carga y ver la excitación de las frecuencias del engranaje ya que son susceptibles a sufrir cambios.

A continuación se muestran los armónicos característicos cuando el engranaje se encuentra sobrecargado.

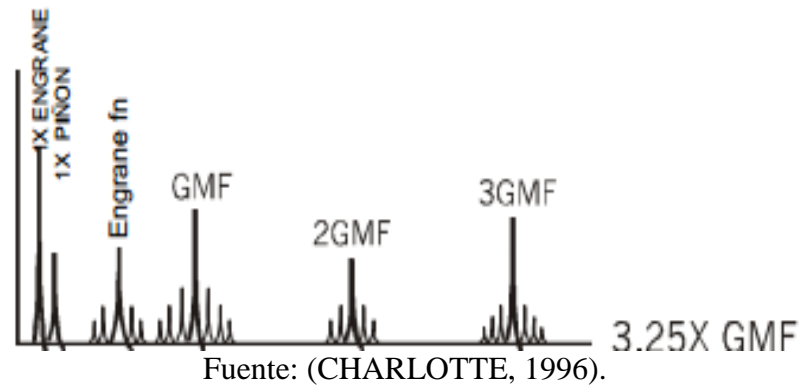
Figura 16. Carga del diente.



2.3.2.4 *Excentricidad del engrane y backlash (juego).* Existe excentricidad cuando la amplitud de las bandas laterales alrededor de las armónicas de GMF son relativamente altas. Se puede diferenciar el engrane defectuoso, por el espaciado de frecuencias de las bandas laterales, además, la excentricidad produce un aumento del nivel 1X RPM del engrane con este problema.

Por otro parte si existe backlash inapropiado, las armónicas GMF y la frecuencia natural del engrane sufren una excitación, lo que provoca una aparición de bandas laterales de 1X RPM a su alrededor. En el caso de backlash (holgura) inapropiado, las amplitudes disminuirán al aumentar la carga del sistema.

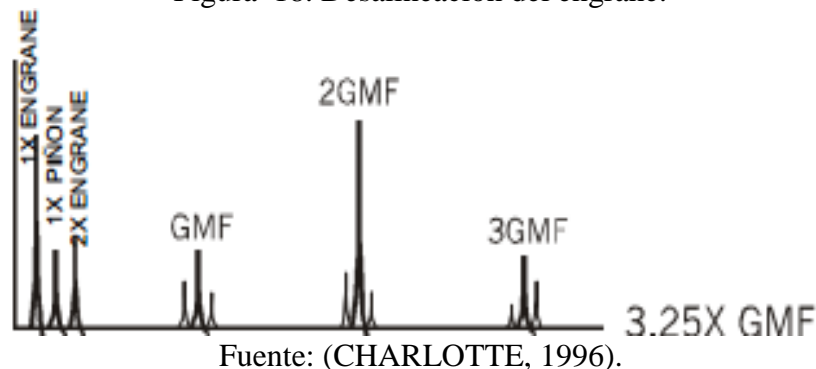
Figura 17. Excentricidad y backlash.



2.3.2.5 *Desalineación del engrane.* Excita armónicas GMF de segundo orden o más altas, las cuales tienen bandas laterales de la velocidad de giro. Por lo general la armónica 1X GMF presenta pequeña amplitud, pero las armónicas 2X, 3X GMF en adelante muestran niveles mucho más altos de amplitud.

Es importante fijar la frecuencia máxima (F_{max}) lo suficientemente alta para capturar por lo menos una armónica de 3GMF. Además, las bandas laterales de 2X GMF con frecuencia serán espaciadas a 2X RPM. También en la desalineación las bandas laterales de GMF y de sus armónicas presentan una desigualdad de amplitudes o sea la banda lateral del lado derecho puede ser mayor o menor en amplitud del lado izquierdo causando un patrón de desgaste disparejo.

Figura 18. Desalineación del engrane.



2.3.2.6 *Diente estrellado o roto.* Un diente agrietado o roto generará una alta amplitud en 1X RPM en este engrane únicamente en la forma de onda, excitará la frecuencia natural del engrane mostrando bandas laterales de 1X. Este tipo de problema se observa en la onda en el tiempo, en donde muestra un pico pronunciado cada vez que el diente con el problema haga contacto con los dientes en el engrane complementario.

Figura 19. Diente estrellado o roto.



Fuente: (CHARLOTTE, 1996).

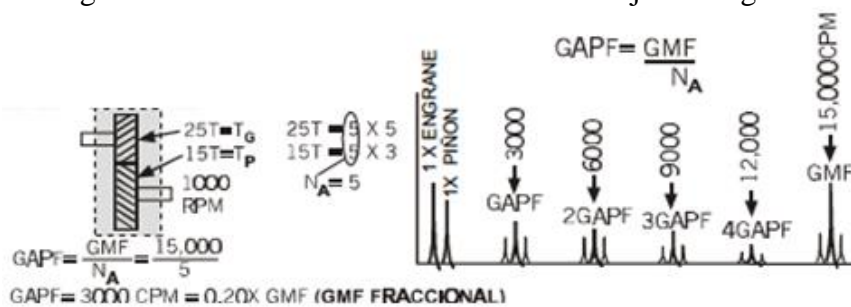
El tiempo entre los impactos (Δ) corresponderá:

$$\Delta = \frac{1}{\text{RPM}} \text{ del engrane defectuoso} \quad \text{Ecuación (9)}$$

Las amplitudes de los picos de impacto en la forma de onda serán normalmente de 10 a 20 veces más altos que aquellos en 1 X RPM en el espectro.

2.3.2.7 Problemas de fase en el ensamblaje del engrane. En este caso juega un papel muy importante la frecuencia de fase de engrane (GAPF), la misma que si aparece al inicio de la operación de la máquina, indica que es falla de manufactura. Por otro lado, si su aparición es continua en procesos de monitorización periódica, nos asegura de que los dientes de ambos engranes están dañados.

Figura 20. Problemas de fase en el ensamblaje del engrane.

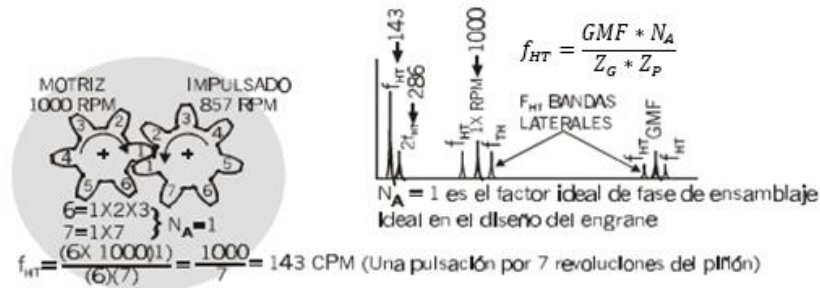


Fuente: (CHARLOTTE, 1996).

2.3.2.8 Frecuencia de encuentro de dientes (f_{HT}). Ocurre cuando se presentan daños tanto en el engrane como en el piñón que pudieron haber ocurrido durante el proceso de manufactura. En este caso se puede notar una alta vibración, pero el efecto máximo ocurre cuando los dientes dañados del piñón y del engrane se encuentran (en algunas transmisiones, esto puede ocurrir únicamente en 1 de cada 10 a 20 revoluciones,

dependiendo de la fórmula f_{HT} cuya frecuencia modulará los picos del GMF y RPM del engrane.

Figura 21. Frecuencia de encuentro de dientes.



Fuente: (CHARLOTTE, 1996).

2.4 Inspecciones de engranajes por ultrasonido pasivo.

2.4.1 *Ultrasonido pasivo.* El análisis de ultrasonido estudia las ondas de sonido de alta frecuencia producidas por determinados equipos e instalaciones, que no son audibles por el hombre, ya que el oído humano puede detectar sonidos en el rango de 20 a 20.000 Hz (GARRIDO, 2009).

La técnica de ultrasonidos permite realizar lo siguiente:

- Detección de fricción en máquinas rotativas.
- Detección de fallas y/o fugas en válvulas.
- Detección de fugas de fluidos.
- Pérdidas de vacío.
- Detección de "arco eléctrico".
- Verificación de la integridad de juntas de recintos estancos.

2.4.1.1 *Principio físico.* El sonido está conformado por vibraciones mecánicas de componentes que se propagan a través de un medio elástico. Estas vibraciones generan ondas longitudinales.

Las características de una onda de sonido son:

Ciclo. Es el movimiento completo de la onda que empieza en cero y termina en cero.

Longitud de onda. Es la distancia necesaria para para completar un ciclo. Por lo general se denota como λ .

Amplitud. Es el valor máximo en sentido positivo y negativo que alcanza la onda sonora.

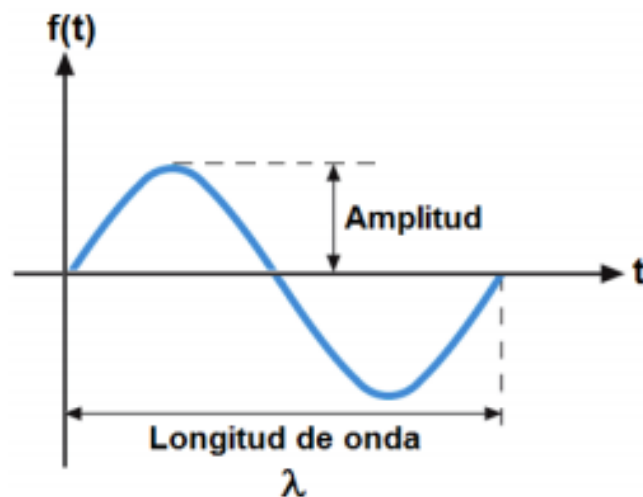
Frecuencia. Es el número de ciclos por unidad de tiempo (RIVERA J, 2008).

Las ondas sonoras de acuerdo a su frecuencia pueden clasificarse en:

- Menores de 20 Hz – infrasonido
- Entre 20Hz y 20kHz – Sonido audible por el ser humano
- Mayores de 20 kHz – ultrasonido (OLARTE, 2011).

En la siguiente figura se aprecia una onda de sonido en función del tiempo:

Figura 22. Onda de sonido en función del tiempo.



Fuente: (OLARTE, 2011).

2.4.2 *Ultrasonido propagado en aire.* A continuación se definen algunas características que interviene en el ultrasonido.

2.4.2.1 *Vacío.* El sonido para que pueda viajar requiere de un medio elástico, este medio presenta moléculas en movimiento las cuales permitan la propagación del sonido.

En caso contrario que no exista algún medio de transmisión el sonido no se propagaría, ejemplo claro son los vacíos perfectos.

2.4.2.2 *Movimiento de ondas en sonido.* Las ondas de sonido son vibraciones que se propagan en un medio, transfiriendo energía por este medio (RIVERA J, 2008).

2.4.2.3 *Distribución de energía de sonido.* Inicialmente, la energía de sonido viajará longitudinalmente, las partículas vibrarán en proporción a la energía que reciban. El área más cercana al impacto original contendrá la mayor energía.

2.4.3 *Penetración del sonido.* En la penetración del sonido intervienen factores importantes que se detallan a continuación.

2.4.3.1 *Velocidad.* Es el recorrido que una onda viaja por un medio en un lapso de tiempo. Generalmente las ondas de sonido viajan más rápido por sólidos y líquidos que por gases, esto se debe al tiempo extra que toma para que ocurran las colisiones entre moléculas de un gas.

2.4.3.2 *Longitud de onda.* Es la distancia entre frentes adyacentes de las ondas. La longitud de onda es siempre igual a la velocidad dividida por la frecuencia (RIVERA J, 2008).

2.4.3.3 *Decibel (dB).* En el sonido el decibel es una expresión logarítmica que mide la variación del nivel del sonido, en el que intervienen una magnitud de referencia, que es precisamente la intensidad acústica audible o umbral y otra que es la intensidad acústica medida. La intensidad acústica audible o umbral es igual a $1 * 10^{12} \left(\frac{W}{m^2} \right)$; 0 dB (RESNICK, 1981).

El nivel del sonido se calcula con la siguiente fórmula:

$$L_p = 10 \log \left(\frac{I}{I_0} \right) \text{ dB} \quad \text{Ecuación (10)}$$

Donde:

L_P = Nivel del sonido; (dB).

I = Intensidad acústica medida; en $\left(\frac{W}{m^2}\right)$.

I_0 = Intensidad acústica audible o umbral; en $\left(\frac{W}{m^2}\right)$.

dB= Decibel.

2.4.3.4 *Amplitud.* La oscilación de una onda de sonido puede ser ilustrado por la oscilación de un péndulo, en el cual la distancia desde el punto de reposo al punto máximo de oscilación es la amplitud. La amplitud de una onda de sonido no depende de la frecuencia de la onda.

2.4.3.5 *Intensidad del sonido.* Es la cantidad o grado de fuerza del sonido en un área determinada o volumen, se puede obtener midiendo la longitud de onda y la frecuencia de la misma (RIVERA J, 2008).

2.4.4 *Técnica de detección por ultrasonido.* El ultrasonido pasivo es una técnica de diagnóstico utilizada en el mantenimiento, la cual se basa en el estudio de las ondas sonoras de alta frecuencia, las cuales se presentan en las maquinas cuando algo fuera de lo común esta sucediendo. El ultrasonido se produce cuando existen perdidas de presión o vacío, descargas eléctricas y fuerzas de rozamiento, los mismos que son de longitud corta y pierden la energía rápidamente, estas características nos permiten identificar los problemas en los equipos de forma fácil y rápida, antes de que se produzcan fallas en los mismos (OLARTE, 2011).

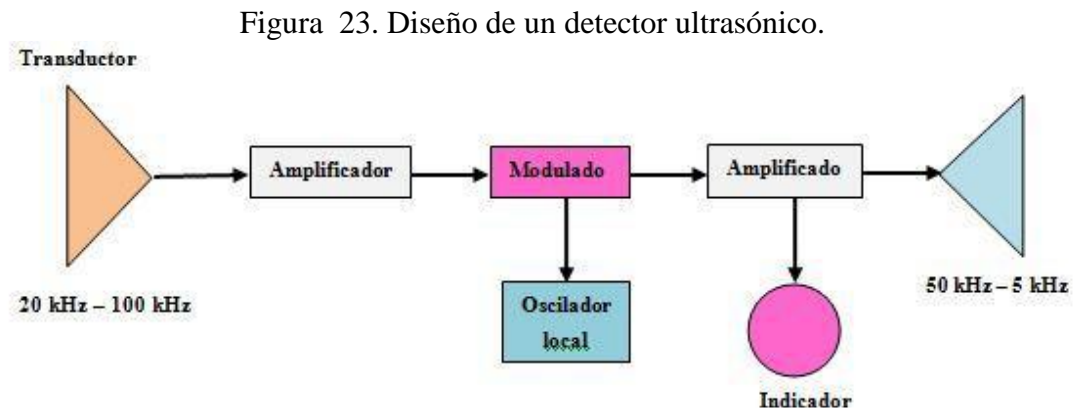
Los instrumentos con los que es posible transformar las ondas de ultrasonido en ondas audibles se denominan detectores ultrasónicos, los cuales tienen las siguientes características:

- Las señales de ultrasonido pueden ser escuchadas por medio de audífonos y en muchos casos pueden ser observadas en una pantalla.

- Son fáciles de manejar, esto gracias a que el comportamiento del sonido es direccional.

-Los detectores ultrasónicos cuentan con un selector de frecuencias, el cual le permite al usuario filtrar el sonido del ambiente y escuchar la onda ultrasónica con total claridad (OLARTE, 2011).

A continuación, se muestra el diseño interno de un detector ultrasónico.



Fuente: (OLARTE, 2011).

2.5 Plan de mantenimiento

Uno de los métodos para la generación del plan de mantenimiento para equipos nuevos es primero realizar AMEF, el cual ayuda a identificar las fallas, modos de fallas y a clasificarlas de acuerdo a su grado de importancia, cuyo resultado favorece a priorizar las tareas de mantenimiento, y finalmente generar el plan de mantenimiento (MOUBRAY, 1997).

2.5.1 Análisis modal de efecto de fallos (AMEF). Es una metodología utilizada para reconocer o identificar las fallas funcionales y potenciales de un proceso o diseño de un producto, que generalmente se realiza en la planificación con el propósito de eliminarlas o de minimizar el riesgo asociado a las mismas (MOUBRAY, 1997).

Una vez que sean determinadas las funciones, las fallas funcionales, los modos de falla y los efectos de los mismos en cada elemento significativo, el próximo paso es contestar a la pregunta: cómo y (cuánto) importa cada falla. La razón de esto es porque las consecuencias de cada falla dicen si se necesita tratar de prevenirlos. Si la respuesta es positiva, también sugieren con qué esfuerzo debemos tratar de encontrar las fallas. Las consecuencias de las fallas pueden clasificarse en cuatro grupos:

2.5.1.1 *Consecuencias de las fallas no evidentes:* Las fallas que no son evidentes no tienen impacto directo, pero exponen a la organización a otras fallas con consecuencias serias, a menudo catastróficas, por lo que, se les otorga una prioridad muy alta y adoptando un acceso simple, práctico y coherente con relación a su mantenimiento.

2.5.1.2 *Consecuencias en la seguridad y el medio ambiente:* Una falla tiene consecuencias sobre la seguridad si puede afectar físicamente a alguien. Tiene consecuencias sobre el medio ambiente si infringe las normas gubernamentales relacionadas con el medio ambiente.

2.5.1.3 *Consecuencias operacionales:* Una falla tiene consecuencias operacionales si afecta la producción (capacidad, calidad del producto, servicio al cliente o costos industriales en adición al costo directo de la reparación). Estas consecuencias cuestan dinero, y lo que cuesten sugiere cuanto se necesita gastar en tratar de prevenirlas.

2.5.1.4 *Consecuencias que no son operacionales:* Las fallas evidentes que caen dentro de esta categoría no afectan ni a la seguridad ni a la producción, por lo que el único gasto directo es el de reparación.

Para el AMEF se deben tomar como referencia las siguientes ponderaciones

2.5.1.5 *Severidad (S).* Determina la importancia o severidad del efecto de modo de fallo potencial para el cliente interno o externo de la organización,

Este índice valora el nivel de consecuencias, con lo que el valor del índice aumenta en función de la insatisfacción del cliente.

En el anexo A se muestra la tabla de ponderación del índice de severidad.

2.5.1.6 *Índice de ocurrencia (O).* Es la probabilidad de que una causa potencial de fallo (causa específica) se produzca y de lugar al modo de fallo. Se trata de una evaluación subjetiva, con lo que se recomienda, si se dispone de información, utilizar datos históricos o estadísticos. Si en la empresa existe un Control Estadístico de Procesos es de gran ayuda para poder objetivar el valor. No obstante, la experiencia es esencial. La frecuencia de los modos de fallo de un producto final con funciones clave de seguridad, adquirido a un

proveedor, debería ser suministrada al usuario, como punto de partida, por dicho proveedor.

En el anexo B se expone la ponderación del índice de ocurrencia.

2.5.1.7 *Índice de detección (D)*. Este índice indica la probabilidad de que la causa y/o modo de fallo, supuestamente aparecido, sea detectado con antelación suficiente para evitar daños, a través de los controles actuales existentes. La ponderación de esta índice se muestra en el anexo C.

Es decir, la capacidad de detectar el fallo antes de que llegue al cliente final. Inversamente a los otros índices, cuanto menor sea la capacidad de detección mayor será el índice de detección y mayor el consiguiente índice de riesgo, determinante para priorizar la intervención.

2.5.1.8 *Índice de prioridad de riesgo (IPR)*. Es el producto de los índices de severidad, ocurrencia y de detección. Este índice va asociado a la prioridad de intervención que requiere un proceso o producto. Debe ser calculado para todas las causas del fallo. Este índice ayuda a realizar un ordenamiento numérico de las causas de los modos de fallo, lo que facilita a la toma de decisiones para la acción preventiva. Como todo método cualitativo su principal aportación es precisamente el facilitar tal reflexión

CAPÍTULO III

3. SELECCIÓN, MODELACIÓN, MONTAJE DE ELEMENTOS Y PUESTA EN OPERACIÓN DEL SIMULADOR DE MODOS DE FALLAS EN ENGRANAJES.

En este capítulo se realiza la selección del motor, alternador y la modelación tanto de la placa base como de la placa del alternador. También se expone el montaje y puesta en marcha del nuevo simulador de modos de fallas en engranajes, utilizando el sistema de transmisión del módulo de pruebas existente en el Laboratorio de Diagnóstico Técnico.

3.1 Sistemas del simulador de modos de fallas en engranajes.

Antes de detallar cada elemento usado en el simulador de fallas, se considera la siguiente lista de requerimientos necesarios para la construcción del simulador, los cuales se detallan en la tabla 1.

Tabla 1. Lista de requerimientos

Descripción	Cantidad
Motor eléctrico trifásico de 1/2 Hp, marca WEG, modelo TE1BF	1
Kit de engranes de 64 dientes	2
Piñón de 24 dientes	1
Alternador de 12V, 35 A, marca Zenex, modelo 27020	1
Placa móvil del alternador	1
Placa base del simulador	1
Regulador electrónico de voltaje	1
Caja de acrílico	1

Fuente: Autores

El simulador de modos de fallas en engranajes consta de los siguientes sistemas:

- Sistema de potencia
- Sistema de transmisión.

- Sistema de carga.

-Sistema de lubricación.

3.1.1 *Sistema de Potencia.* Para el sistema de potencia se ha utilizado un motor trifásico de ½ Hp, el cual se ha seleccionado en base a la potencia mínima, para evitar algún tipo de riesgo al estudiante que lo está operando. Además estos tipos de motores son eficientes y durables.

Figura 24. Motor eléctrico trifásico de ½ Hp



Fuente: Autores

Tabla 2. Datos técnicos del motor eléctrico.

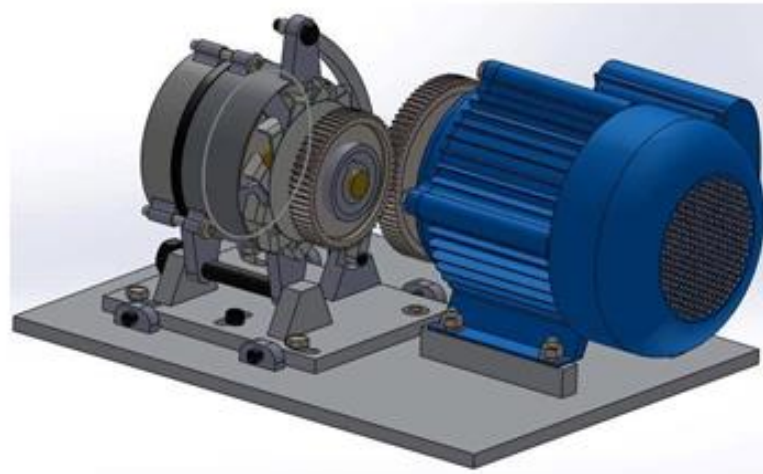
Datos	Descripción
Modelo	TE1BF
Serial	20FEV12
Potencia mecánica	½ Hp
Intensidad	2,10 / 1,22 A
Factor de Potencia	0,69
Frecuencia	60 Hz
Velocidad	1680 RPM
Voltaje	220/380V
Eficiencia	72%
Temperatura de aislamiento del motor	135 °C

Fuente: Autores

En la tabla anterior se detallan los datos técnicos del motor que se requiere para el funcionamiento del simulador.

3.1.2 *Sistema de transmisión.* Es aquel que está constituido por un engrane y un piñón, los cuales han sido tomados del banco de pruebas de engranajes, existente en el laboratorio de diagnóstico técnico.

Figura 25. Sistema de transmisión



Fuente: Autores

3.1.2.1 *Selección de los engranajes.* Como se mencionó al inicio de este capítulo, los engranajes que se han utilizado para la construcción, son el kit de dos engranes de 64 y un piñón de 24 dientes existentes en el laboratorio. El piñón y los engranes son de acero AISI SAE 1040.

A continuación se calculan los diámetros principales de los engranajes, los mismos que fueron efectuados por los autores del banco de pruebas de engranajes existente en el laboratorio. Los engranajes del banco de pruebas fueron construidos con un módulo igual a 2, el cual a través del anexo D permite obtener las características de los dientes, los mismos que se han de utilizar tanto para el cálculo del piñón y como del engrane.

Tabla 3. Características del engranaje de diente recto.

Características del diente	mm
Altura de la cabeza (a)	2
Módulo (m)	2
Altura de la raíz (b)	2,50
Espacio libre de fondo (c)	0,50
Altura total (h_t)	4,50

Fuente: Autores

-*Cálculo del Piñón.* Los cálculos del diámetro del círculo de paso, diámetro del círculo de raíz, diámetro de círculo de cabeza y ancho de cara del piñón que va ir montado en el eje del alternador se detallan a continuación.

Diámetro del círculo de paso. Este dato fue tomado directamente del piñón existente en el laboratorio, que es de 48 mm, para motivos de cálculos se puede partir de la ecuación 2.

$$m = \frac{d_2}{Z_2}$$

$$d_2 = m * Z_2$$

Dónde

d_2 = Diámetro de paso del piñón, en mm.

m = Módulo

Z_2 = Número de dientes del piñón

Cómo:

$$m = 2 \text{ y } Z_2 = 24$$

Entonces:

$$d_2 = (2) * (24) = 48 \text{ mm}$$

$$d_2 = 48 \text{ mm}$$

Diámetro del círculo de raíz. Para el cálculo del diámetro del círculo de raíz se toma los valores del módulo y el número de dientes del piñón.

$$d_r = m * (Z_2 - b) \quad \text{Ecuación (11)}$$

Dónde

d_r = Diámetro del círculo de la raíz del piñón, en mm.

m = Módulo

Z_2 = Número de dientes del piñón

b = Altura de la raíz del piñón, en mm.

Cómo:

$$m = 2 ; Z_2 = 24 \text{ y } b = 2,50 \text{ mm}$$

Entonces:

$$d_r = 2 * (24 - 2,50)$$

$$d_r = 43 \text{ mm}$$

Diámetro del círculo de la cabeza. Para el cálculo del diámetro del círculo de la cabeza se toma los datos del módulo y número de dientes del piñón.

$$d_c = m * (Z_2 + a) \quad \text{Ecuación (12)}$$

Dónde

d_c = Diámetro del círculo de la cabeza del piñón, en mm.

m = Módulo

Z_2 = Número de dientes del piñón

a = Altura de la cabeza del piñón, en mm.

Cómo:

$$m = 2 ; Z_2 = 24 \text{ y } a = 2 \text{ mm}$$

Entonces:

$$d_c = 2 * (24 + 2)$$

$$d_c = 52 \text{ mm}$$

Cálculo del ancho de cara del diente. Este dato se obtuvo midiendo el piñón directamente en el laboratorio, siendo su valor igual a 24 mm.

-Cálculo del engrane. Para el cálculo del engrane se debe calcular el diámetro del círculo de paso, diámetro del círculo de raíz, diámetro de círculo de cabeza y ancho de cara, los mismos que se detallan a continuación.

Diámetro del círculo de paso. Este dato se ha tomado directamente del engrane existente en el laboratorio, que es de 128mm, para motivos de cálculos se puede partir de la ecuación 2, en la cual:

$$m = \frac{d_1}{Z_1}$$

$$d_1 = m * Z_1$$

Dónde

d_1 = Diámetro de paso del engrane, en mm.

m = Módulo

Z_1 = Número de dientes del engrane.

Cómo:

$$m = 2 \text{ y } Z_1 = 64$$

Entonces:

$$d_1 = (2) * (64) = 128 \text{ mm}$$

$$d_1 = 128 \text{ mm}$$

Diámetro del círculo de la raíz. Para el cálculo del diámetro del círculo de la raíz del engrane se toma los valores del módulo y el número de dientes del mismo.

$$D_r = m * (Z_1 - B) \quad \text{Ecuación (13)}$$

Dónde :

D_r = Diámetro del círculo de la raíz del engrane, en mm.

m = Módulo

Z_1 = Número de dientes del engrane.

B = Altura de la raíz del engrane, en mm.

Cómo:

$$m = 2 ; Z_1 = 64 \text{ y } B = 2,50 \text{ mm}$$

$$D_r = 2 * (64 - 2,50)$$

$$D_r = 123 \text{ mm}$$

Diámetro del círculo de la cabeza. Para el cálculo del diámetro del círculo de la cabeza del engrane se toma los datos del módulo y número de dientes del engrane.

$$D_c = m * (Z_1 + A) \quad \text{Ecuación (14)}$$

Dónde

D_c = Diámetro del círculo de la cabeza del engrane, en mm.

m = Módulo

Z_1 = Número de dientes del engrane.

A = Altura de la cabeza del engrane, en mm.

Cómo:

$$m = 2 ; Z_1 = 64 \text{ y } A = 2 \text{ mm}$$

Entonces:

$$D_c = 2 * (64 + 2)$$

$$D_c = 132 \text{ mm}$$

Cálculo del ancho de cara del diente. Este dato se obtuvo directamente midiendo el engrane en el laboratorio, dando como resultado 24,63 mm.

3.1.3 *Sistema de carga.* Para producir la carga adecuada al motor, se ha utilizado un alternador automotriz de 12 voltios y 35 amperios, el mismo que nos permite la regulación de la carga. el bobinado del rotor es excitado a través de un regulador de voltaje electrónico a 6 voltios de CC, esto permite obtener el 80% de carga nominal en el motor. En la siguiente tabla se detallan los datos técnicos del alternador utilizado en el simulador de modos de fallas en engranajes.

Tabla 4. Datos técnicos del alternador

Marca	ZENOX
Voltaje	12 v
Potencia	420 W
Intensidad	35 A
Frecuencia	60 Hz

Fuente: Autores

A continuación se detallan los cálculos correspondientes para la selección de la carga óptima.

3.1.3.1 *Cálculo de la potencia eléctrica nominal.* Para su cálculo se utilizan los datos técnicos del motor eléctrico, los cuales se detallan en la tabla 2, los mismos que son especificados cuando el motor trabaja al 100% de su carga nominal.

La siguiente fórmula ha sido tomada de la norma NTE INEN 2498-2009 (Eficiencia energética en motores eléctricos estacionarios).

Datos:

$$P_s = 370 \text{ W}$$

$$\eta = 72\%$$

$$\eta = \frac{P_s}{P_e} \quad \text{Ecuación (15)}$$

Dónde:

η = Eficiencia

P_s = Potencia de salida o potencia mecánica nominal

P_e = Potencia de entrada o potencia eléctrica nominal

De la ecuación 15 despejamos P_e y reemplazamos los datos.

$$P_e = \frac{P_s}{\eta}$$

$$P_e = \frac{0,37 \text{ kW}}{0,72}$$

$$P_e = 0,5138888 \text{ kW}$$

3.1.3.2 *Cálculo de la potencia eléctrica medida.* Para su cálculo se han utilizado los parámetros eléctricos adquiridos a través del analizador de energía (Fluke 43x-II), los mismos que son extraídos cuando la excitación de entrada al alternador es de 6 voltios de corriente continua.

Datos:

$$v = 212,9 \text{ V}$$

$$I = 1,87 \text{ A}$$

$$\cos \varphi = 0,56$$

La siguiente ecuación es utilizada para el cálculo de potencia eléctrica medida.

$$P_{em} = \sqrt{3} * v * I * \cos \varphi \quad \text{Ecuación (16)}$$

Dónde:

P_{em} = Potencia eléctrica medida

v = Voltaje medido

I = Intensidad medida

$\cos \varphi$ = Factor de potencia medido

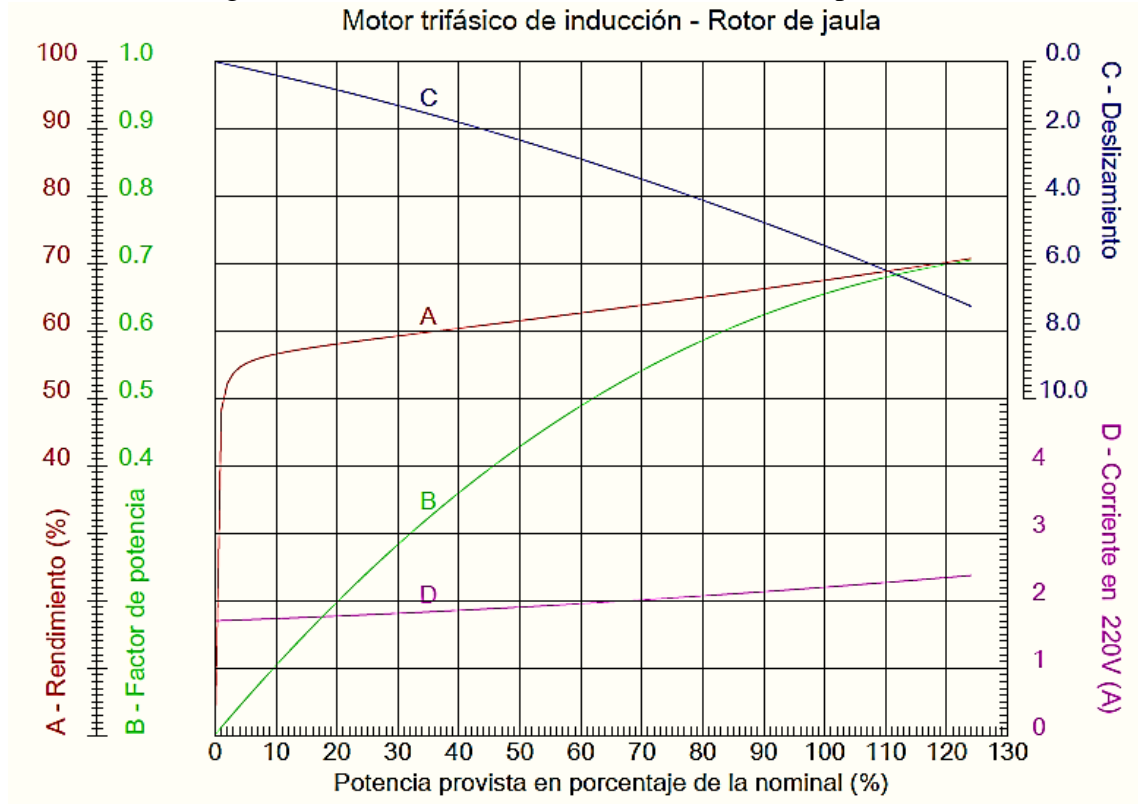
$$P_{em} = \sqrt{3} * (213,38 \text{ V}) * (1,92 \text{ A}) * (0,60)$$

$$P_{em} = 425,76 \text{ W}$$

$$P_{em} = 0,4257 \text{ kW}$$

En la figura 26 se muestra las curvas características del motor trifásico en función de la potencia.

Figura 26. Curva características en función de la potencia.



Fuente: (Catálogo técnico W22, 2007)

3.1.3.3 *Cálculo de la carga.* Para el cálculo se utilizan los resultados de la potencia eléctrica nominal y la potencia eléctrica medida, reemplazando en la siguiente ecuación.

$$\%Carga = \frac{P_{em}}{P_e} * 100 \% \quad \text{Ecuación (17)}$$

$$\%Carga = \frac{0,4257 \text{ kW}}{0,513 \text{ kW}} * 100 \%$$

$$\%Carga = 0,8299 * 100\%$$

$$\%Carga = 82,99 \%$$

Con el resultado del 83 % de carga nominal, el motor trabajará en condiciones óptimas de funcionamiento, donde podremos desarrollar la simulación de los modos de fallas objeto de nuestro estudio.

3.1.4 *Sistema de lubricación.* Para la lubricación de los elementos utilizados en el simulador de modos de fallos de engranajes, se va a utilizar un lubricante GP GEAR OIL

SAE 140 API GL-4, el cual tiene las siguientes características:

- Eficaz protección contra el desgaste y escoriación de los engranajes.
- Propiedades antifricción reforzadas.
- Excelente protección contra la formación de espuma.
- Excelente resistencia al agua.
- Excelente estabilidad térmica.

En la siguiente tabla se detallan las características del lubricante SAE 140.

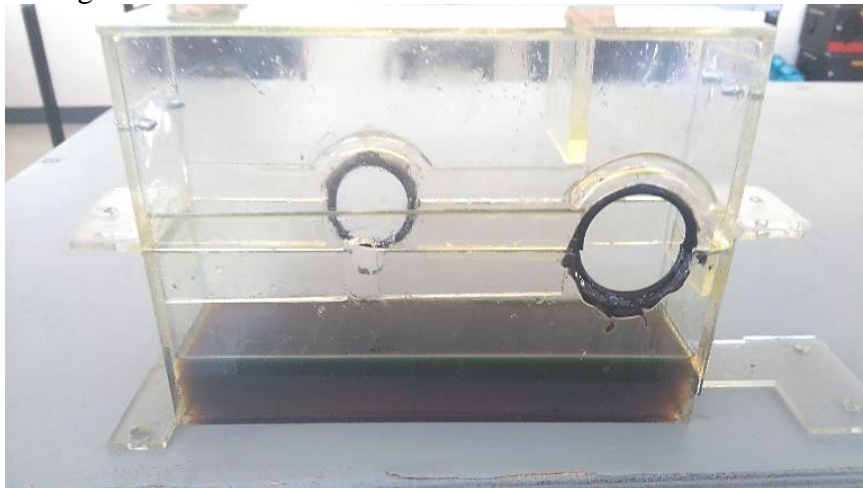
Tabla 5. Características fisicoquímicas del lubricante.

Grado SAE	140
Apariencia a temperatura ambiente	Brillante
Color ASTM	L6.1
Viscosidad cinemática a 100 °C, (cSt)	27,50
Viscosidad cinemática a 40 °C, (cSt)	405,6
Índice de viscosidad	93
Densidad a 15,6 °C, kg/L	0,9199
Punto de inflamación, °C	242
Punto de escurrimiento, °C	-12

Fuente: (Madero, 2015)

Por motivos de seguridad y para evitar el derrame de lubricante, se ha construido una estructura de acrílico desmontable, la cual cubrirá todos los elementos de la transmisión y va a ir sujeta a la placa del motor.

Figura 27. Estructura de acrílico con el lubricante SAE 140.



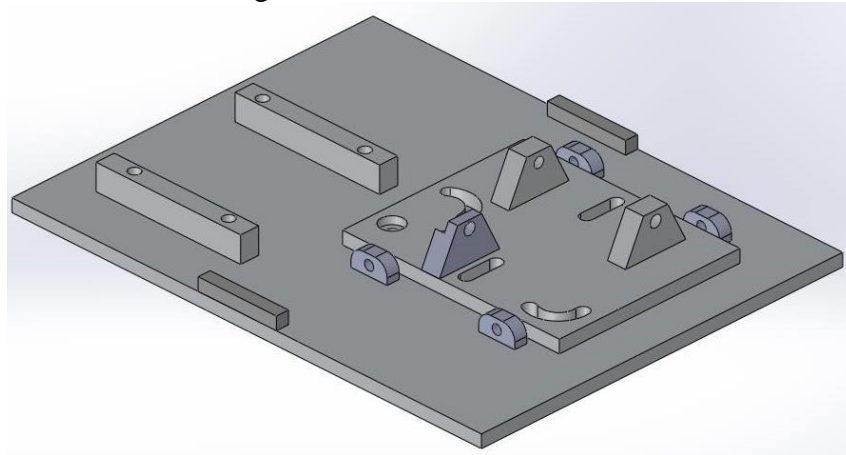
Fuente: Autores

3.2 Modelación de los elementos.

La modelación de la placa móvil del alternador y de la placa del motor se realiza en un software adecuado de diseño mecánico.

3.2.1 *Modelación de la base del simulador.* La base está constituida por 3 elementos principales como son, la placa base, base del motor eléctrico, la placa base del alternador, base de la caja de acrílico, bases de tornillos de desalineación las mismas están diseñada como se observa en la figura 28.

Figura 28. Placa del simulador.



Fuente: Autores

Las características de la base del módulo como, ancho, largo, espesor y el tipo de material de cada elemento se detallan en la tabla 9.

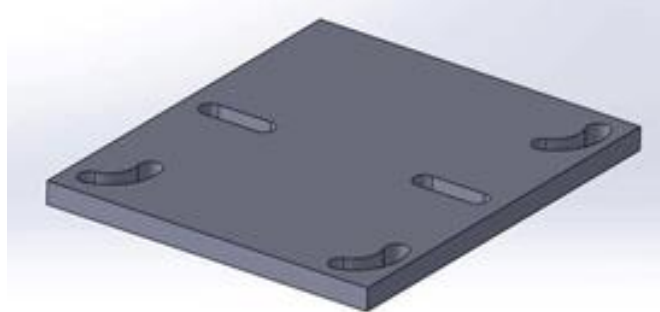
Tabla 6. Características de la base del simulador

Cantidad	Elemento	Ancho cm	Largo cm	Espesor cm	Material
1	Placa base	28,9	38,5	1	AISI 1020
2	Base del motor eléctrico	2	12	2	Hierro fundido
1	Base del alternador	16,3	16,5	1.5	AISI 1020
2	Base de la caja de acrílico	2	6	2	Hierro fundido
3	Bases de tornillos de desalineación	1,2	3,4	0.50	Hierro fundido

Fuente: Autores

3.2.2 *Modelación de la placa del alternador.* La placa donde va ir ubicado el alternador posee tres movimientos para objeto de nuestro estudio, los cuales se detallan en los siguientes ítems.

Figura 29. Placa móvil del alternador.



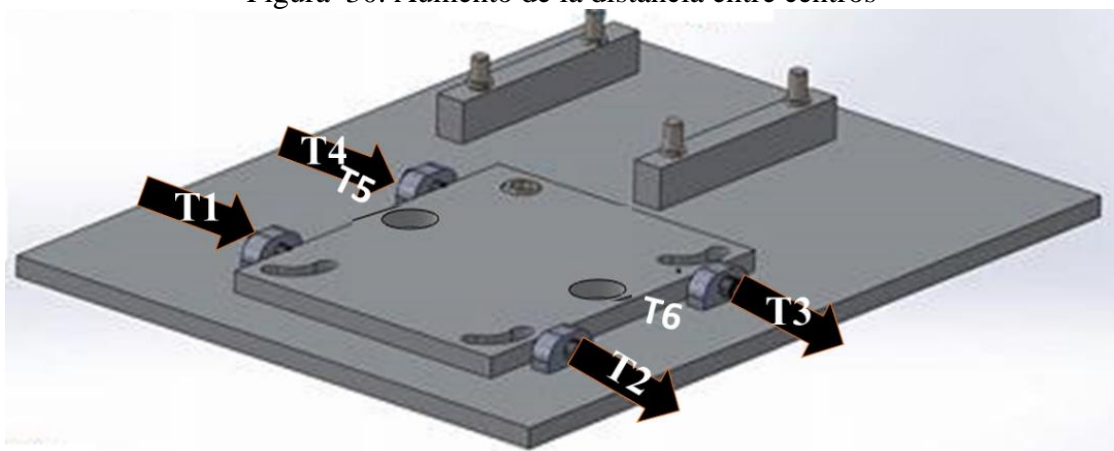
Fuente: Autores

3.2.2.1 *Aumento de 0,25; 0,50; 0,75; y 1 mm de la distancia entre centros.* Este modo de falla se produce de la siguiente manera:

- Aflojar los pernos T2 y T3 hasta una distancia de 0,25; 0,50; 0,75; y 1 mm.
- Ajustar los pernos T1 y T4 para fijar la placa en la posición deseada..
- Ajustar los pernos T5 y T6 para asentar la placa del alternador con la placa base.

Con esto se logra alejar el piñón una distancia determinada con respecto al engrane, como se muestra en la siguiente figura.

Figura 30. Aumento de la distancia entre centros



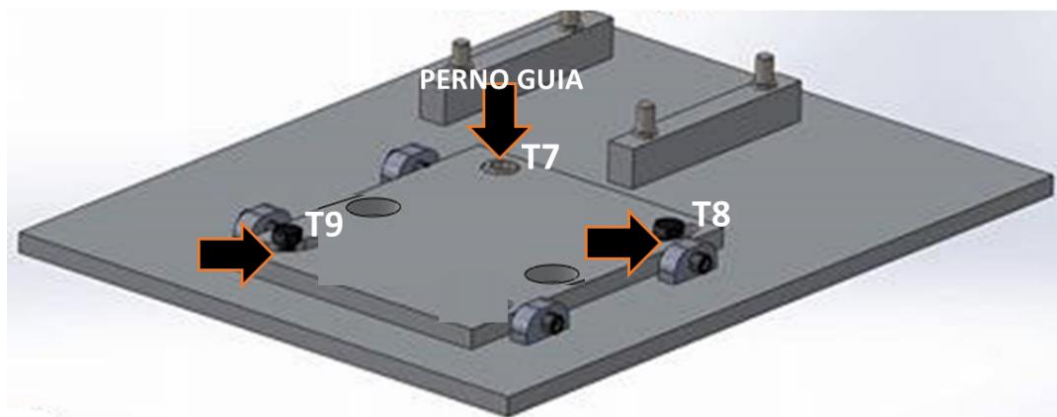
Fuente: Autores

3.2.2.2 *Desalineación angular horizontal (DAH).* Esta desalineación se produce de la

siguiente manera:

- Verificar que en la placa del alternador solo se encuentren los pernos T7, T8 y T9 correspondientes a esta desalineación.
- Tomar en cuenta que el perno T7 servirá de guía para realizar el movimiento de forma angular.
- Aflojar los pernos para ubicar la placa en el ángulo de desalineación deseado.
- Ajustar los pernos para asentar la placa del alternador a la placa base del simulador como se muestra en la siguiente figura.

Figura 31. Desalineación angular horizontal

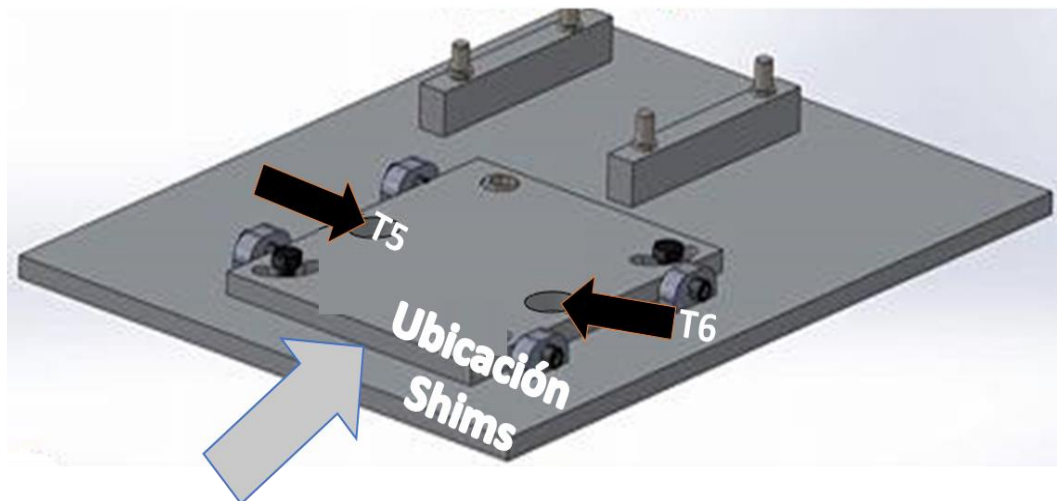


Fuente: Autores

3.2.2.3 *Desalineación angular vertical (DAV)*. Esta simulación se realiza de la siguiente forma:

- Verificar que en la placa del alternador solo se encuentren los pernos T5 y T6 correspondientes a esta desalineación, caso contrario retirar los pernos sobrantes.
- Aflojar los pernos T5 y T6.
- Ubicar los shims del espesor deseado en la parte posterior del simulador, entre la placa del alternador y la placa base.
- Ajustar los pernos para sujetar la placa del alternador a la placa base, como se muestra en la figura 32.

Figura 32. Desalineación angular vertical



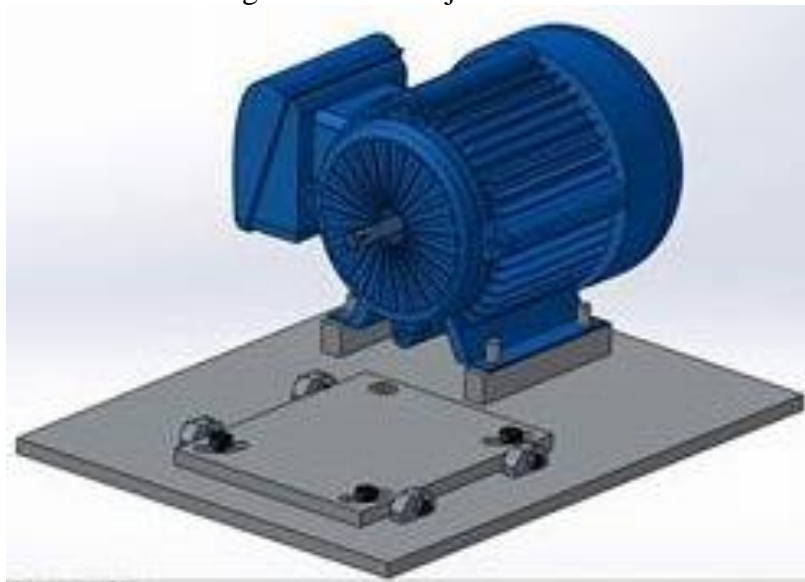
Fuente: Autores

3.3 Montaje del banco de pruebas.

El montaje del simulador de modos de fallos se lo ha realizado de la siguiente manera.

3.3.1 *Montaje del motor.* En la siguiente figura se muestra el motor sujeto a la placa base, mediante 4 pernos que se aseguran con sus respectivas tuercas.

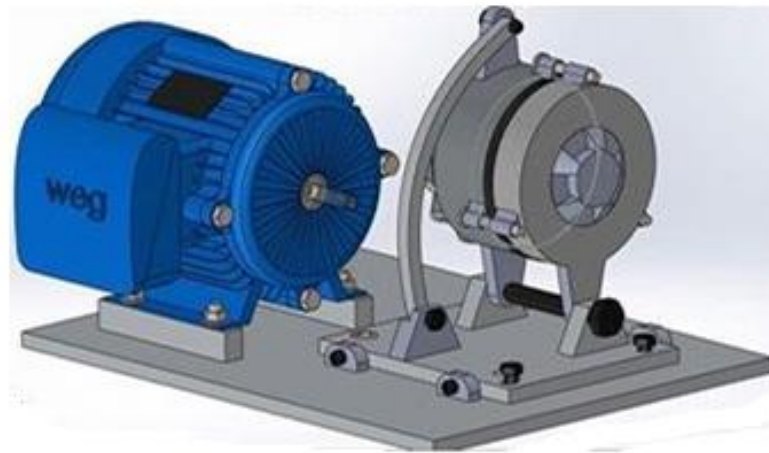
Figura 33. Montaje del motor.



Fuente: Autores

3.3.2 *Montaje del alternador.* En la siguiente figura se puede observar el alternador montado sobre la placa móvil, el cual de acuerdo a su forma va sujeto por tres apoyos a la placa móvil.

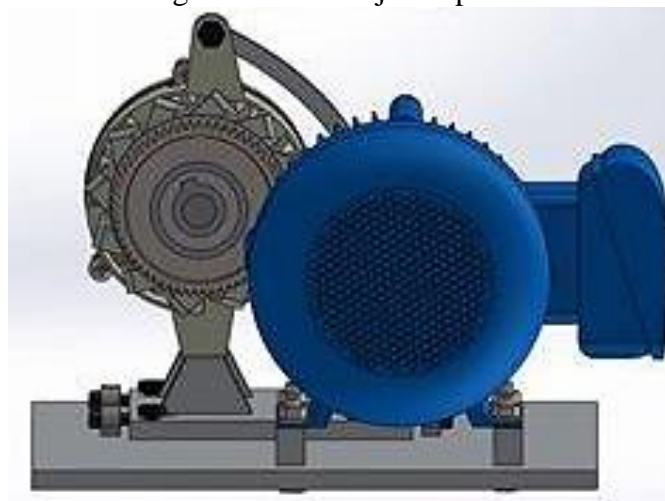
Figura 34. Montaje del alternador.



Fuente: Autores

3.3.3 *Montaje del piñón al alternador.* El piñón encaja en el eje del alternador y se fija mediante una tuerca de cabeza hexagonal al mismo.

Figura 35. Montaje del piñón.



Fuente: Autores

3.3.4 *Montaje del engrane al motor.* El engrane va sujeto al eje del motor mediante un perno tipo allen, el cual se enrosca en la parte interna del mismo.

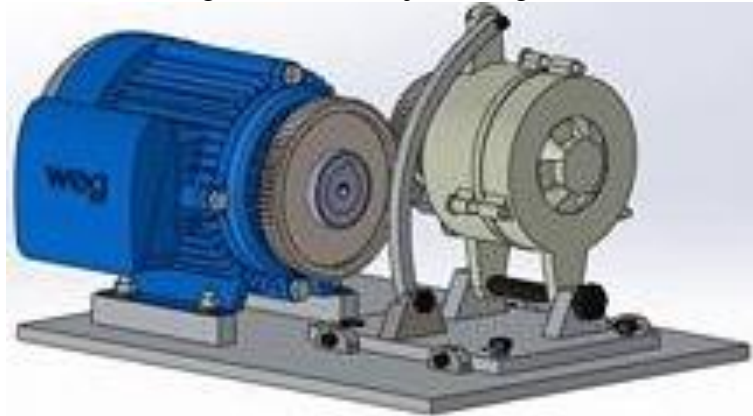
En la figura 36 se muestra como queda montado el engrane al eje del motor eléctrico.

3.3.5 *Montaje de la estructura de acrílico.* Esta estructura consta de dos elementos base y tapa.

La base de la estructura de acrílico esta sujeta por cuatro tornillos enroscados a dos

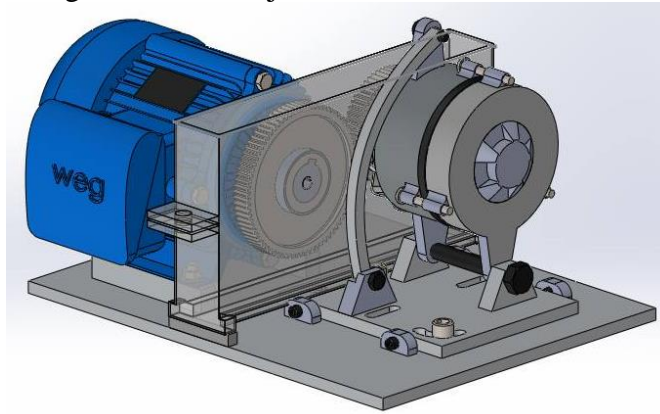
apoyos, los mismos que van fijos a la placa del motor ver figura 37.

Figura 36. Montaje del engrane.



Fuente: Autores

Figura 37. Montaje de la estructura de acrílico



Fuente: Autores

La estructura de acrílico se ubica encima de la placa base y se inmoviliza mediante un sistema de sujeción.

Antes de poner la tapa fijarse que la cantidad de lubricante sea el apropiado.

3.4 Puesta en operación del simulador de modos de fallas de engranajes.

3.4.1 *Guía de operación.* Esta guía se la realizó con propósito de instruir al estudiante, de cómo operar correctamente el simulador de modos de fallas en engranajes y así evitar posibles errores en las mediciones, accidentes y daños en el simulador. Esta guía se puede encontrar en el Anexo E.

3.4.2 *Plan de mantenimiento.* Con el objetivo que en el simulador se puedan realizar

las prácticas sin ningún inconveniente y de manera correcta, se diseñó un plan de mantenimiento en el cual se indica las tareas con su frecuencia de aplicación, para cada uno de los componentes que conforman el simulador de modos de fallas en engranajes. Este plan de mantenimiento se encuentra en el Anexo K.

3.4.3 *Guía de prácticas de laboratorio.* La guía de laboratorio se la realizó para que las pruebas posteriores que se vayan a realizar se faciliten un poco y se las pueda hacer de manera correcta, sin ningún percance ni inconveniente. La guía se va a encontrar en el Anexo G.

CAPÍTULO IV

4. MEDICIÓN DE VIBRACIONES Y ULTRASONIDO

4.1 Metodología.

En este capítulo se presenta la metodología que se ha utilizado para la obtención de los datos, tanto de vibraciones como de ultrasonido pasivo, a través del simulador de modos de fallas en engranajes que se ha construido.

Tomando en cuenta que el engrane debe estar correctamente alineado con respecto al piñón, para dicha alineación se utilizó un método adecuado que consiste en alinear radialmente el eje horizontal externo del engrane con el eje horizontal interno del piñón.

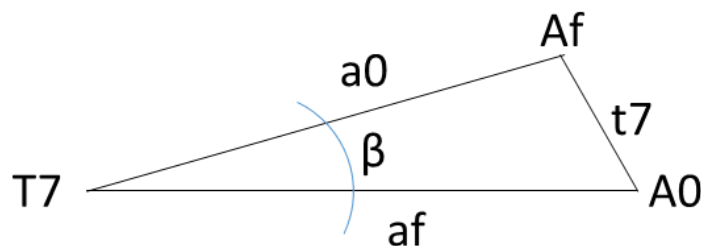
En el cual se ha procedido a realizar las siguientes simulaciones de los modos de fallas.

4.1.1 *Modos de fallos.* Estos modos de fallas pueden ser:

- Desalineación angular horizontal.
- Desalineación angular vertical.
- Aumento de la distancia entre centros.
- Engrane con dientes rotos.

4.1.1.1 *Desalineación angular horizontal.* Se realizó conforme al procedimiento del inciso 3.2.2.2 con valores de 0; 0,25; 0,50; 0,75 y 1 grados sexagesimales.

Figura 38. Esquema de la desalineación angular



Fuente: Autores

En la figura 38 se muestra el esquema del cálculo para encontrar la distancia recorrida de la placa del alternador cuando se produce la desalineación angular horizontal.

Donde

T7= Perno guía

A0= Punto inicial

Af= Punto final

β = Ángulo que varía de 0° ; $0,25^\circ$; $0,50^\circ$; $0,75^\circ$ y 1°

a0= Distancia entre T7 y Af.

af= Distancia entre T7 y A0.

t7= Distancia recorrida de la placa del alternador.

Cálculo de t7 cuando $\beta = 1^\circ$.

Para este cálculo utilizaremos la ley de cosenos ya que tenemos dos lados iguales (a0 y a1) y el ángulo formado entre ellos.

En la figura 39 se expone el esquema para la desalineación angular a 1° sexagesimal.

$$t7^2 = a0^2 + a1^2 - 2(a0)(a1) * \cos \beta \quad \text{Ecuación (18)}$$

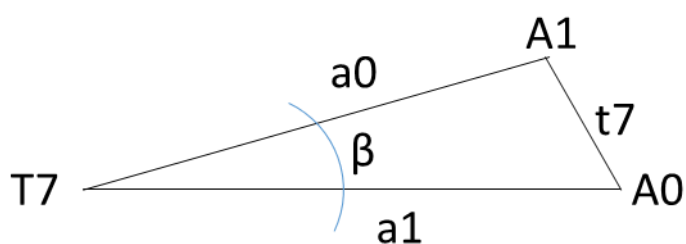
$$t7^2 = 85^2 + 85^2 - 2(85)(85) * \cos 1^\circ$$

$$t7^2 = 14450 - 14447,7992$$

$$t7 = \sqrt{2,20} \text{ mm}$$

$$t7 = 1,484 \text{ mm}$$

Figura 39. Esquema de desalineación angular a 1°



Fuente: Autores

En la siguiente tabla se exponen los valores de la distancia recorrida de la placa del alternador, cuando el ángulo de desalineación es de 0,25°; 0,50°; 0,75° y 1°.

Tabla 7. Distancia recorrida de la placa del alternador en función a la variación del ángulo.

β	0,25°	0,50°	0,75°	1°
t7 (mm)	0,370	0,742	1,112	1,484

Fuente: Autores

4.1.1.2 *Desalineación angular vertical.* Para esta desalineación se debe seguir el procedimiento mostrado en el inciso 3.2.2.3, donde utilizaremos los shims de espesor 0,508; 0,635; 1,27 y 1,82 mm.

Figura 40. Shims(lainas)



Figura 41. Engrane con dientes rotos



Fuente: Autores

4.2 Método para la toma de mediciones.

Antes de realizar la toma de mediciones ya sea de vibraciones o ultrasonido, se procede a efectuar lo siguiente.

- Realizar el modo de fallo deseado.
- Fijar el simulador de modos de fallas a la mesa perfilada marca FESTO.
- Poner el aceite SAE 140 en el recipiente de acrílico a un nivel que empape el engrane y pueda lubricar al sistema de transmisión.
- Conectar el regulador electrónico de voltaje (Figura 42) en la escala de 6 v de CC

Figura 42. Regulador electrónico de voltaje de CC.



Fuente: Autores

-Refrigerar el alternador con aire, a una presión adecuada

Luego de realizar el procedimiento antes mencionado, se debe ubicar los equipos respectivos para el correspondiente análisis.

Posteriormente se exponen los métodos para la toma de mediciones tanto de vibraciones como de ultrasonido pasivo.

4.2.1 *Método para la toma de mediciones de vibraciones.* Para la toma de estas mediciones se ha utilizado el equipo denominado Vibrachek 200 ABG, colector de datos, acelerómetro y foto tacómetro que se muestran en la siguiente figura.

Figura 43. Equipo de Vibraciones (Vibrachek 200 ABG).



Fuente: Autores

Con el equipo antes mencionado se detalla el procedimiento:

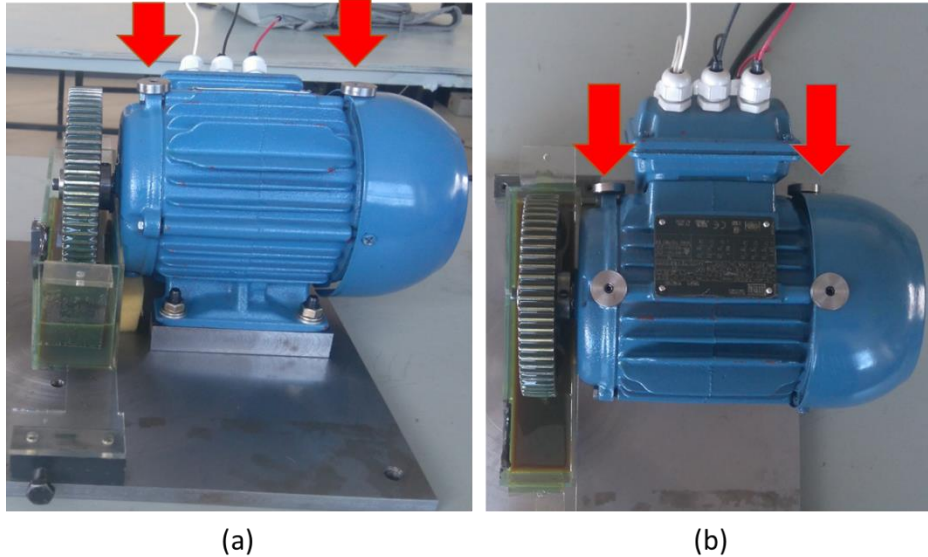
-Crear la base de datos en el software MAINTraQ Predictive para los modos de fallas a analizar.

-Cargar la base de datos al colector.

-Ubicar el acelerómetro en los puntos de medición, según los esquemas que se muestra en la figura 44.

- Verificar que la temperatura del motor no sobrepase los 80°C, y la del alternador los 90°C.

Figura 44. Punto radial vertical(a) y Punto radial horizontal(b)



Fuente: Autores

- Descargar las mediciones tomadas al computador para su respectivo análisis.

4.2.2 *Método para la toma de mediciones de ultrasonido pasivo.* Para la toma de mediciones se ha utilizado el equipo de ultrasonido denominado Ultraprobe 15000, del cual se emplearon los siguientes elementos:

- Colector de datos.
- Tarjeta SD.
- Baterías con su centro de carga.
- Módulo de contacto o estetoscopio (STM).

En la figura 45 se exponen los elementos utilizados para la toma de mediciones de ultrasonido pasivo.

Con el equipo antes mencionado se detalla el procedimiento:

- Configurar el colector de datos seleccionando la aplicación genérica y con sensibilidad de 29.
- Colocar el STM módulo de contacto en el colector de datos.
- Fijar la punta del STM en un punto lo más cercano al sistema de transmisión.
- Realizar las mediciones correspondientes
- Verificar que la temperatura del motor no sobrepase los 80°C, y la del alternador los 90°C
- Descargar las mediciones de la tarjeta SD al computador para su análisis respectivo.

Figura 45. Equipo de ultrasonido (Ultraprobe 15000).



Fuente: Autores

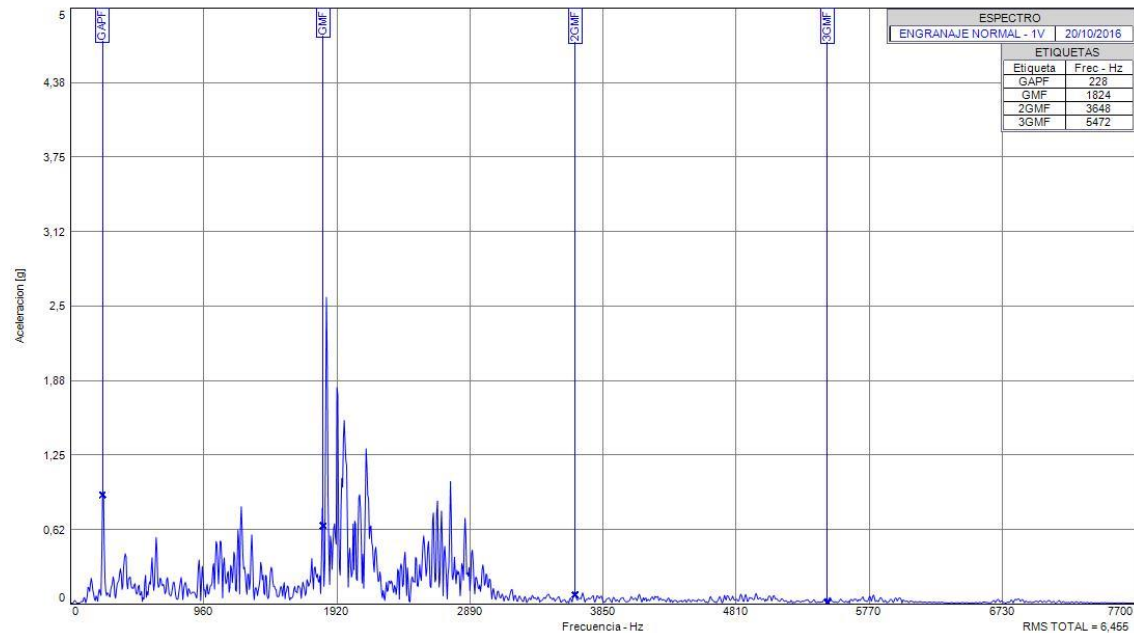
4.3 Mediciones tomadas con el equipo Vibrachek 200 ABG y su respectivo análisis en el software MAINtraq Predictive.

Los espectros y tablas posteriormente mostrados corresponden a datos tomados de los ensayos realizados en el simulador, teniendo en cuenta que el motor tiene rodamientos 6202 SKF.

4.3.1 *Medición de vibraciones del engranaje en condiciones normales.* Este espectro será llamado característico, del cual se han registrado los valores del espectro de

aceleración, para así compararlos con las demás mediciones y expresar sus cambios a medida que se simula los modos de fallos en los ensayos.

Figura 46. Espectro de aceleración del engrane sin defectos.



Fuente: Autores

4.3.1.1 *Cálculos de la frecuencia de engranaje de engranes (GMF, 2GMF, 3GMF, 3,25 GMF).* Posteriormente se detallan las ecuaciones que se utilizarán para el cálculo de las frecuencias generadas por el sistema de transmisión.

Principalmente se va a utilizar la ecuación 6 que es la frecuencia de engrane, de la cual se derivan sus respectivos armónicos, como se detallan a continuación.

$$GMF = \# \text{ Dientes del Engrane} * \left(\frac{RPM}{60} \right)$$

$$2GMF = GMF * 2 \quad \text{Ecuación (19)}$$

$$3GMF = GMF * 3 \quad \text{Ecuación (20)}$$

$$3,25GMF = GMF * 3,25 \quad \text{Ecuación (21)}$$

Para el cálculo de la frecuencia fundamental del engrane (1X ENGRANE) y la frecuencia fundamental del piñón (1X PIÑÓN) utilizaremos las siguientes ecuaciones.

$$1XE = \frac{\text{RPM Eje Motor}}{60} \quad \text{Ecuación (22)}$$

$$1XP = \frac{\text{RPM Eje Alternador}}{60} \quad \text{Ecuación (23)}$$

Tabla 8. Ensayo en condiciones normales.

Engrane normal	
Velocidad angular eje del motor W1 (RPM)	1710
1X ENGRANE (Hz)	28,50
Velocidad angular del alternador W2 (RPM)	3824
1X PIÑÓN (Hz)	63,73
GMF (Hz)	1824,00
2GMF (Hz)	3648,00
3GMF (Hz)	5472,00
3,25GMF (Hz)	5928,00
RMS total (g)	6,455

Fuente: Autores

En la tabla anterior se muestran los datos obtenidos del espectro de aceleración del ensayo en condiciones normales.

4.3.2 *Mediciones realizadas con el equipo de análisis de vibraciones desalineando a 0,25; 0,50; 0,75; 1 grados sexagesimales.* En la tabla 12 se muestran los datos tomados de los espectros simulando la mencionada desalineación.

Tabla 9. Desalineación angular horizontal

Desalineación angular horizontal				
	0,25°	0,5°	0,75°	1°
Velocidad angular motor W1 (RPM)	1690	1585	1510	1456
1X ENGRANE (Hz)	28,17	26,42	25,17	24,27
2X ENGRANE (Hz)	56,34	52,84	50,34	48,54
Velocidad angular alternador W2 (RPM)	4680	4630	4370	4259
1X PIÑÓN (Hz)	78,00	77,17	72,83	70,98
GMF (Hz)	1802,67	1690,67	1610,67	1553,07
2GMF (Hz)	3605,33	3381,33	3221,33	3106,13
3GMF (Hz)	5408,00	5072,00	4832,00	4659,20
3,25GMF (Hz)	5858,67	5494,67	5234,67	5047,47
RMS total (g)	7,663	10,828	15,675	18,121

Fuente: Autores

4.3.2.1 *Obtención de la ecuación desalineación angular horizontal Vs Aceleración en RMS Total tomados del espectro de aceleración.* Esta ecuación se obtiene por el método de mínimos cuadrados, tomando en cuenta que los datos de aceleración en RMS total varían de forma apreciable al momento de incrementar la desalineación, la siguiente tabla muestra los datos necesarios para el cálculo.

Tabla 10. Método de mínimos cuadrados (DAH)

Método de mínimos cuadrados					
n	DAH (x)	ARMS total (y)	x*y	(x)^2	(y)^2
1	0	6,455	0	0	41,66
2	0,25	7,663	1,91575	0,0625	58,72
3	0,5	10,828	5,414	0,25	117,24
4	0,75	15,675	11,75625	0,5625	245,70
5	1	18,121	18,121	1	328,37
Σ	2,5	58,742	37,207	1,875	791,71

Fuente: Autores

El método de mínimos cuadrados linealiza los datos en base a la ecuación de la recta, la misma que se muestra a continuación

$$y = mx + b \quad \text{Ecuación (24)}$$

El método de mínimos cuadrados expone las siguientes fórmulas para el cálculo de la pendiente (m), la ordenada en el origen (b) y el coeficiente de correlación(R^2).

$$m = \frac{n \sum xy - (\sum x)(\sum y)}{n \sum (x^2) - (\sum x)^2} \quad \text{Ecuación (25)}$$

$$b = \frac{\sum y \sum x^2 - (\sum x)(\sum xy)}{n \sum (x^2) - (\sum x)^2} \quad \text{Ecuación (26)}$$

$$R^2 = \frac{n \sum xy - \sum x \sum y}{\sqrt{[n \sum (x^2) - (\sum x)^2][n \sum (y^2) - (\sum y)^2]}} \quad \text{Ecuación (27)}$$

Reemplazando los datos de la tabla 10 en las ecuaciones 25, 26 y 27 se obtiene:

Para la obtención de la pendiente:

$$m = \frac{n \sum xy - (\sum x)(\sum y)}{n \sum (x^2) - (\sum x)^2}$$

$$m = \frac{5(37,207) - (2,5)(58,742)}{5(1,875) - (2,5)^2}$$

$$m = \frac{39,18}{3,125}$$

$$m = 12,538$$

Para la obtención de la ordena:

$$b = \frac{\sum y \sum x^2 - (\sum x)(\sum xy)}{n \sum (x^2) - (\sum x)^2}$$

$$b = 5,4796$$

Para la obtención del coeficiente de correlación:

$$R^2 = \frac{n \sum xy - \sum x \sum y}{\sqrt{[n(\sum x^2) - (\sum x)^2][n(\sum y^2) - (\sum y)^2]}}$$

$$R^2 = 0,9834$$

Con estos valores calculados de m= 12,538 y b= 5,4796 reemplazamos en la ecuación de la recta:

$$y = 12,538x + 5,4796$$

Remplazando con las variables especificadas sería igual a:

$$A_{RMS \text{ total}} = 12,538 * DAH + 5,4796 \quad \text{Ecuación (28)}$$

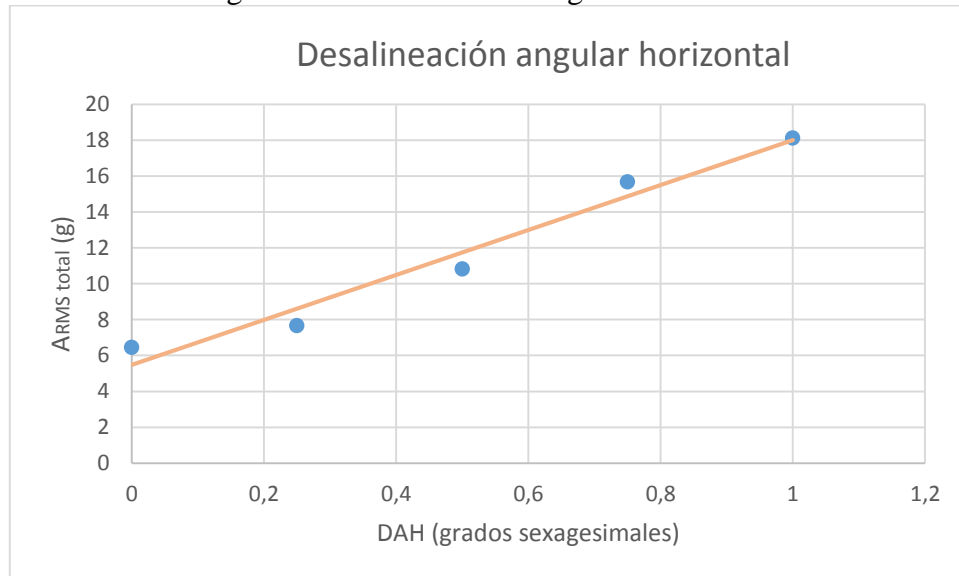
Donde:

RMS= Valor eficaz de vibración global en gravedades (g).

DAH= Desalineación angular horizontal en grados sexagesimales.

Donde la variable dependiente ($ARMS_{total}$) varía en función al incremento de los valores de la variable independiente (DAH).

Figura 47. Desalineación angular horizontal.



Fuente: Autores

4.3.3 *Mediciones realizadas con el equipo de análisis de vibraciones desalineando con shims de 0,503; 0,638; 1,27; 1,82 mm.* En la tabla 11 se muestran los datos tomados de los espectros, simulando la desalineación mencionada.

Tabla 11. Desalineación angular vertical

Desalineación angular vertical(Shims)				
	0,503 mm	0,638 mm	1,27 mm	1,82 mm
1X ENGRANE(Hz)	28,92	28,80	28,50	28,95
2X ENGRANE[Hz]	57,84	57,6	57	57,9
1X PIÑÓN (Hz)	38,62	48,72	63,83	56,17
GMF (Hz)	1850,67	1843,20	1824,00	1852,80
2GMF (Hz)	3701,33	3686,40	3648,00	3705,60
3GMF (Hz)	5552,00	5529,60	5472,00	5558,40
3,25GMF (Hz)	6014,67	5990,40	5928,00	6021,60
RMS total (g)	8,658	11,734	12,137	15,858

Fuente: Autores

4.3.3.1 *Obtención de la ecuación de desalineación angular vertical (Shims) Vs RMS total tomado del espectro de aceleración.* Esta ecuación se la obtiene realizando los cálculos por el método de mínimos cuadrados, tomando en cuenta los datos de desalineación versus el $ARMS_{total}$, ya que existe variaciones apreciables al momento de

incrementar el espesor de los shims. Los datos que utilizaremos para el cálculo se representan en la siguiente tabla.

Tabla 12. Método de mínimos cuadrados (DAV)

Método de mínimos cuadrados					
n	DAV (x)	ARMS total (y)	x*y	(x)^2	(y)^2
1	0	6,455	0	0	41,667
2	0,508	8,658	4,398	0,258	74,960
3	0,63	11,734	7,392	0,396	137,686
4	1,27	12,137	15,413	1,613	147,306
5	1,82	15,858	28,861	3,312	251,476
Σ	4,228	54,842	56,066	5,580	653,097

Fuente: Autores

Para la obtención de la pendiente reemplazamos los datos de la tabla 12 en la ecuación 25.

$$m = \frac{n \sum xy - (\sum x)(\sum y)}{n \sum (x^2) - (\sum x)^2}$$

$$m = \frac{5 (56,066) - (4,228)(54,842)}{5 (5,580264) - (4,228)^2}$$

$$m = 4,8337$$

Para la obtención del punto de intersección en el eje y, reemplazamos los datos de la tabla 12 en la ecuación 26.

$$b = \frac{\sum y \sum x^2 - (\sum x)(\sum xy)}{n \sum (x^2) - (\sum x)^2}$$

$$b = 6,881$$

Para la obtención del coeficiente de correlación, reemplazamos los datos de la tabla 12 en la ecuación 27.

$$R^2 = \frac{n \sum xy - \sum x \sum y}{\sqrt{[n(\sum x^2) - \sum (x)^2][n(\sum y^2) - \sum (y)^2]}}$$

$$R^2 = 0,9263$$

Con estos valores calculados de $m= 4,8337$ y $b= 6,881$ reemplazamos en la ecuación de la recta 24 y se obtiene:

$$y = 4,8337x + 6,881$$

Que reemplazando con las variables especificadas sería igual a:

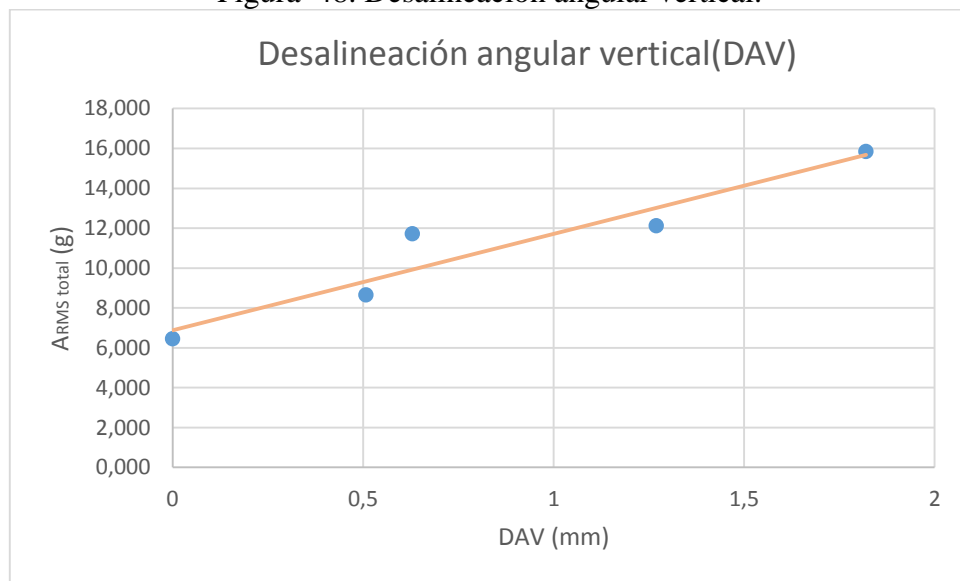
$$ARMS_{total} = 4,8337 * DAV + 6,881 \quad \text{Ecuación (29)}$$

Donde:

RMS = Valor eficaz de vibración global en gravedades (g).

DAV= Desalineación angular vertical en (mm).

Figura 48. Desalineación angular vertical.



Fuente: Autores

Donde la variable dependiente ($ARMS_{total}$) varía en función al incremento de los valores de la variable independiente (DAV).

4.3.4 *Mediciones realizadas con el equipo de análisis de vibraciones aumentando la distancia entre centros.* Para realizar este análisis se toma como referencia el cálculo

de la distancia entre centros, para luego efectuar su aumento de la distancia y realizar el análisis de comparación.

Para calcular la distancia entre centros, se reemplazan los datos obtenidos de los engranajes en la ecuación 5, como se muestra a continuación.

$d_1=128$ mm, diámetro de paso engrane

$d_2= 48$ mm, diámetro de paso piñón.

$$DC = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

$$DC = \frac{128 + 48}{2}$$

$$DC = 88 \text{ mm}$$

Tabla 13. Aumento de la distancia entre centros.

Aumento de la distancia entre centros				
	0,25 (mm)	0,5 (mm)	0,75(mm)	1(mm)
1X E (Hz)	28,57	28,28	27,45	26,52
2X E (Hz)	57,13	56,57	54,9	38,65
GMF (Hz)	1828,2667	1810,1	1756,8	1697,07
2GMF (Hz)	3656,5333	3620,3	3513,6	3394,13
3GMF (Hz)	5484,80	5430,4	5270,4	5091,20
3,25GMF (Hz)	5941,8667	5882,9	5709,6	5515,47

Fuente: Autores

En la tabla anterior se muestran los datos obtenidos del espectro de aceleración, cuando la distancia entre centros ha aumentado 0,25; 0,50; 0,75;1 mm.

4.3.4.1 *Obtención de la ecuación aumento de centros Vs RMS total tomados de los espectros de aceleración.* Esta ecuación se la obtiene realizando los cálculos por el método de mínimos cuadrados, tomando en cuenta los datos del RMS total, ya que este varía apreciablemente al momento de incrementar la distancia entre centros. Los datos que se necesitan para el cálculo se representan en la siguiente tabla.

Tabla 14. Método de mínimos cuadrados (AC).

Método de mínimos cuadrados					
n	AC (x)	ARMS total (y)	x*y	(x)^2	(y)^2
1	0	6,455	0,00	0,00	41,67
2	0,25	4,749	1,19	0,06	22,55
3	0,50	4,601	2,30	0,25	21,17
4	0,75	4,805	3,60	0,56	23,09
5	1	4,091	4,09	1,00	16,74
Σ	2,5	24,701	11,18	1,88	125,21

Fuente: Autores

Siguiendo el procedimiento de la linealización de los mínimos cuadrados precedemos a realizar los siguiente cálculos.

Para la obtención de la pendiente reemplazamos los datos de la tabla 14 en la ecuación 25.

$$m = \frac{n \sum xy - (\sum x)(\sum y)}{n \sum (x^2) - (\sum x)^2}$$

$$m = \frac{5 (11,18) - (2,5)(24,701)}{5 (1,88) - (2,5)^2}$$

$$m = -1,8688$$

Para la obtención del punto de intersección en el eje y, reemplazamos los datos en la ecuación 26.

$$b = \frac{\sum y \sum x^2 - (\sum x)(\sum xy)}{n \sum (x^2) - (\sum x)^2}$$

$$b = \frac{(24,701)(1,88) - (2,5)(11,18)}{5 (1,88) - (2,5)^2}$$

$$b = 5,8746$$

Para la obtención del coeficiente de correlación:

$$R^2 = \frac{n \sum xy - \sum x \sum y}{\sqrt{[n(\sum x^2) - (\sum x)^2][n(\sum y^2) - (\sum y)^2]}}$$

$$R^2 = \frac{5(11,18) - (2,5)(24,701)}{\sqrt{[5(1,88) - (2,5)^2][5(125,21) - (24,701)^2]}}$$

$$R^2 = -0,826$$

Con estos valores calculados de m= -1,8688 y b= 5,8746 reemplazamos en la ecuación de recta 24 y se obtiene

$$y = -1,8688x + 5,8746$$

Que reemplazando con las variables especificadas sería igual a:

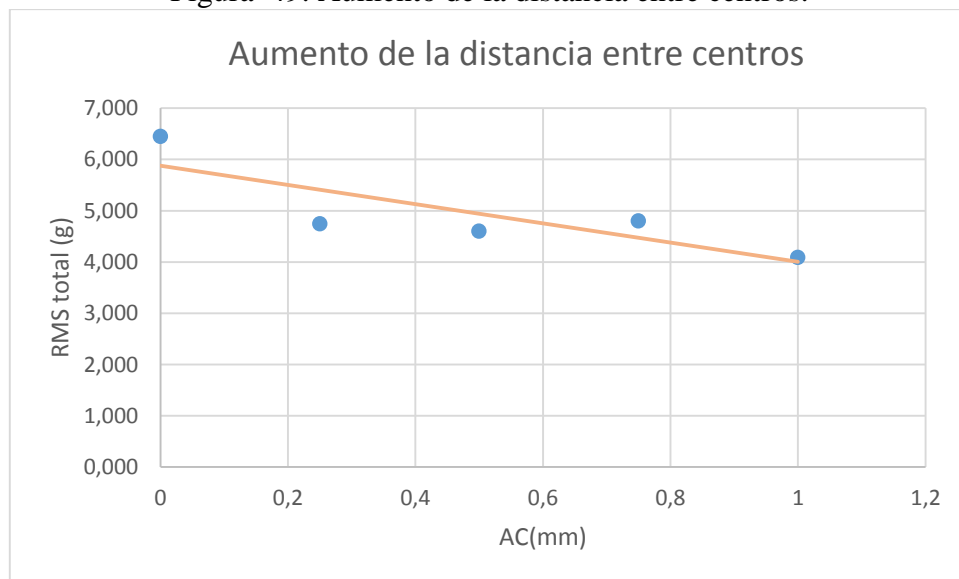
$$ARMS_{total} = -1,8688 * AC + 5,8746 \quad \text{Ecuación (30)}$$

Donde:

RMS = Valor eficaz de vibración global en gravedades (g).

AC= Aumento de distancia entre centros (mm).

Figura 49. Aumento de la distancia entre centros.



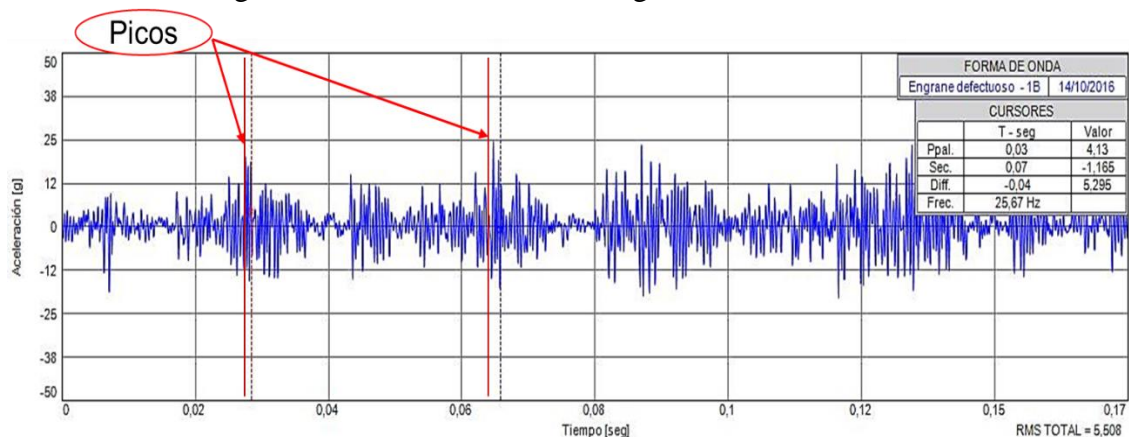
Fuente: Autores

Donde la variable dependiente ($ARMS_{total}$) varía en función al incremento de los valores de la variable independiente (AC).

4.3.5 *Mediciones realizadas con el equipo de análisis de vibraciones con el engrane con dientes rotos.* Esta medición se la realiza a través del software MAINTraQ Viewer en forma de onda.

En la siguiente figura se muestra la forma de onda que se produce cuando existen dientes rotos.

Figura 50. Forma de onda del engrane con dientes rotos.



Fuente: Autores

Para el cálculo del tiempo de formación de onda se reemplaza en la ecuación 9.

$$\Delta t(\text{Tiempo de formación de onda}) = \frac{1}{\frac{RPM}{60}}$$

$$\Delta t(\text{Tiempo de formación de onda}) = \frac{1}{\left(\frac{1659}{60}\right)}$$

$$\Delta t(\text{Tiempo de formación de onda}) = 0,036 \text{ segundos}$$

Este tiempo de formación de onda de 0,036 segundos, es donde se detecta un pico pronunciado cada vez que el diente con el problema hace contacto con los dientes del piñón complementario. La tabla siguiente muestra los datos que se generan en este ensayo.

Tabla 15. Ensayo engrane con dientes rotos

Ensayo engrane con dientes rotos	
Velocidad angular motor W1 (RPM)	1659
1X ENGRANE (Hz)	27,65
Frecuencia Natural Engranaje Fn (Hz)	2054,42
Tiempo de formación de onda (Δt)	0,036
Valor Pico (g)	9,79
RMS Total (g)	5,508

Fuente: Autores

4.3.5.1 *Cálculo del factor de cresta.* Este cálculo se lo realiza para indicar la cantidad de impactos en la formación de la onda en el tiempo, se lo calcula con la siguiente ecuación.

$$\text{Factor de Cresta} = \frac{\text{Valor pico}}{\text{RMS Total}} \quad \text{Ecuación (31)}$$

En la siguiente tabla se muestran los tiempos de formación de onda, con sus valores picos y los de factor de cresta ya calculados.

Tabla 16. Factor de cresta

Tiempo de formación de onda Δt (s)	Valor Pico (g)	Factor de Cresta
0,036	19,781	3,064
0,072	24,114	3,735
0,108	23,25	3,601
0,144	23,164	3,588

Fuente: Autores

Para mostrar su tendencia de impacto se sigue el procedimiento de la linealización por mínimos cuadrados. En la siguiente tabla se muestran los datos necesarios para el cálculo de dicho método.

Tabla 17. Método de mínimos cuadrados.

Método de mínimos cuadrados					
n	$\Delta t(x)$	Factor de cresta (y)	$x*y$	$(x)^2$	$(y)^2$
Σ	0,36	13,990	1,2850	0,03888	49,197

Fuente: Autores

Para la obtención de la pendiente reemplazamos los datos de la tabla 17 en la ecuación 25.

$$m = \frac{n \sum xy - (\sum x)(\sum y)}{n \sum (x^2) - (\sum x)^2}$$

$$m = \frac{4 (1,285) - (0,36)(13,99)}{4 (0,0388) - (0,36)^2}$$

$$m = \frac{0,1036}{0,0256}$$

$$m = 3,9956$$

Para la obtención del punto de intersección en el eje y, reemplazamos los datos en la ecuación 26.

$$b = \frac{\sum y \sum x^2 - (\sum x)(\sum xy)}{n \sum (x^2) - (\sum x)^2}$$

$$b = \frac{(13,99)(0,03888) - (0,36)(1,2850)}{4 (0,03888) - (0,36)^2}$$

$$b = \frac{0,08133}{0,02592}$$

$$b = 3,138$$

Para la obtención del coeficiente de correlación:

$$R^2 = \frac{n \sum xy - \sum x \sum y}{\sqrt{[n(\sum x^2) - \sum (x)^2][n(\sum y^2) - \sum (y)^2]}}$$

$$R^2 = \frac{5 (1,285) - (0,36)(13,99)}{\sqrt{[5(0,0388) - (0,36)^2][5(49,197) - (13,99)^2]}}$$

$$R^2 = \frac{1,3886}{1,7991}$$

$$R^2 = 0,7718$$

Con estos valores calculados de $m= 3,9956$ y $b= 3,138$ reemplazamos en la ecuación de recta 24 y se obtiene

$$y = 3,9956 x + 3,138$$

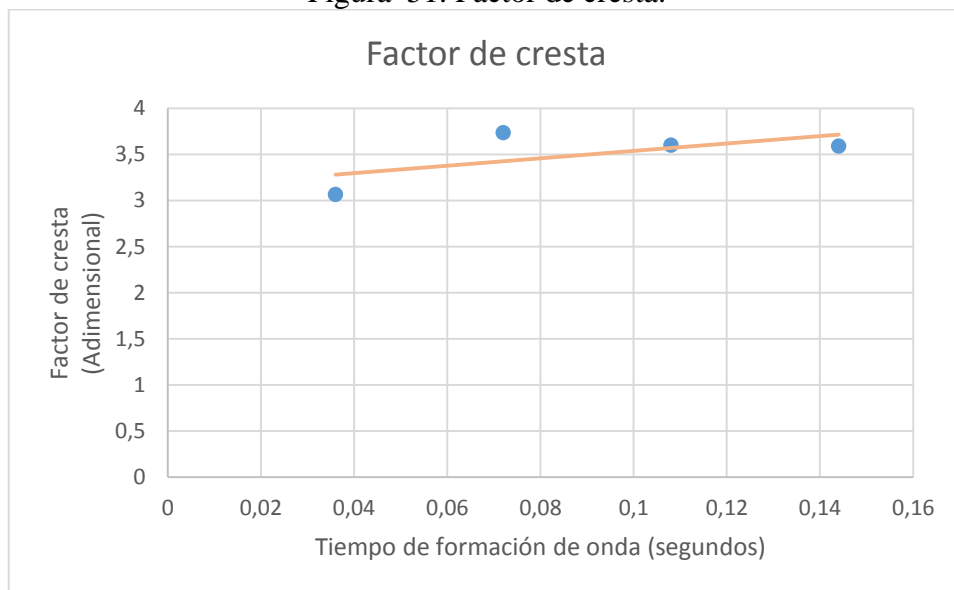
Que reemplazando con las variables especificadas sería igual a:

$$FC = 3,9956 * \Delta t + 3,138 \quad \text{Ecuación (32)}$$

Donde:

FC: Factor de cresta. ; Δt : Tiempo de formación de onda (s).

Figura 51. Factor de cresta.



Fuente: Autores

Donde la variable dependiente FC varía en función al incremento de los valores de la variable independiente Δt .

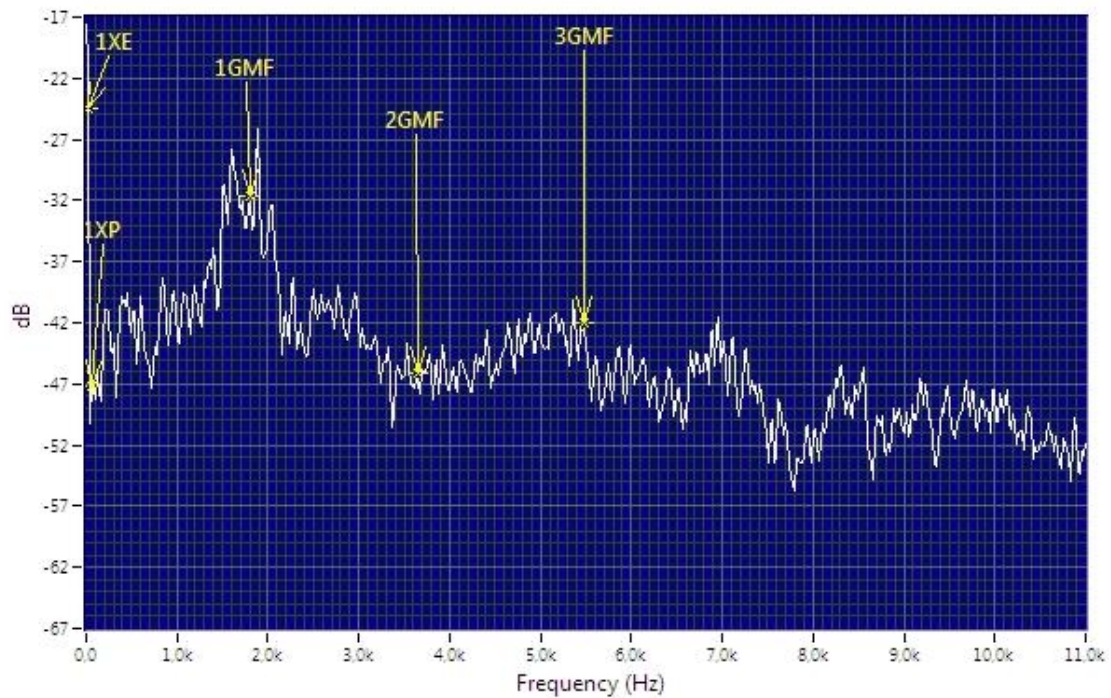
4.4 Mediciones tomadas con el equipo Ultraprobe 15000 y su respectivo análisis en el software UE Spectralyzer 4.2.

Los espectros y tablas mostradas a continuación, corresponden a datos tomados de los

ensayos realizados en el simulador de modos de fallas de engranajes.

4.4.1 *Mediciones realizadas con el engrane sin defectos en condiciones normales utilizando el equipo de análisis ultrasónico.* Para la toma de datos se utiliza el equipo de análisis ultrasónico, los datos obtenidos del espectro serán de suma importancia para análisis posteriores, ya que será considerado como línea base.

Figura 52. Espectro ultrasónico del engranaje en condiciones normales.



Fuente: Autores

En la figura 52 anterior se muestra el espectro ultrasónico, en donde se han ubicado las frecuencias características a analizar, las mismas que han sido determinadas anteriormente en el análisis de vibraciones. El NPT o nivel global de presión sonora en el punto de la medición es de 42 dB.

4.4.2 *Mediciones realizadas con el equipo de análisis ultrasónico desalineando 0,25; 0,50; 0,75; 1 grados sexagesimales.* En la siguiente tabla se muestran los datos tomados de las mediciones de la simulación antes mencionada.

Tabla 18. Niveles globales de presión sonora para cada ángulo de desalineación.

DAH (Grados sexagesimales)	0°	0,25°	0,50°	0,75°	1°
NPT (dB)	42	41	43	42	43

Fuente: Autores

4.4.2.1 *Obtención de la ecuación de desalineación angular horizontal Vs NPT.* Esta ecuación se va a obtener por el método de los mínimos cuadrados, para el cálculo se toman los datos de la desalineación y los NPT o niveles globales de presión sonora en el punto de medición, según va evolucionando la desalineación antes mencionada.

La siguiente tabla muestra los datos necesarios para la obtención de la ecuación por mínimos cuadrados.

Tabla 19. Método de mínimos cuadrados (DAH ultrasonido)

Método de mínimos cuadrados					
n	DAH (x)	NPT (y)	x*y	x^2	y^2
1	0°	42	0	0	1764
2	0,25°	42	10,5	0,0625	1764
3	0,50°	43	21,5	0,25	1849
4	0,75°	49	36,75	0,5625	2401
5	1°	54	54	1	2916
Σ	2,5	230	122,75	1,875	10694

Fuente: Autores

Para la obtención de la pendiente se reemplazan los datos de la tabla 19 en la ecuación 25 donde se obtiene:

$$m = \frac{5 (122,75) - (2,5)(230)}{5 (1,875) - (2,5)^2}$$

$$m = 12,40$$

Luego para la obtención de la ordenada al origen, se reemplazan los datos de la tabla 19 en la ecuación 26 donde se obtiene:

$$b = \frac{(230)(1,875) - (2,5)(122,75)}{5 (1,875) - (2,5)^2}$$

$$b = 39,8$$

Para la obtención del coeficiente de correlación se reemplazan los datos de la tabla 19 en la ecuación 27 donde se obtiene:

$$R^2 = \frac{5(122,75) - (2,5)(230)}{\sqrt{[5(1,875) - (2,5)^2][5(10694) - (230)^2]}}$$

$$R^2 = \frac{38,75}{42,204}$$

$$R^2 = 0,9181$$

Con estos valores calculados de $m=12,40$ y $b= 39,8$, se procede a reemplazarlos en la ecuación 24 donde se obtiene:

$$y = 12,40x + 39,8$$

Esta ecuación equivale a:

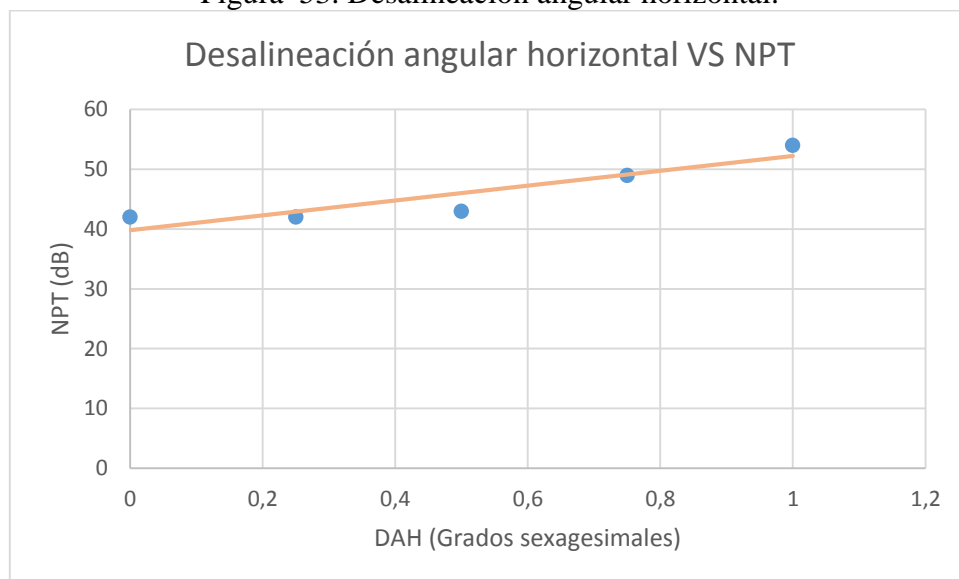
$$\text{NPT} = 12,40 * \text{DAH} + 39,8 \quad \text{Ecuación (33)}$$

Donde:

NPT= Nivel global de presión sonora en el punto de medición (dB).

DAH= Desalineación angular horizontal (grados sexagesimales).

Figura 53. Desalineación angular horizontal.



Fuente: Autores

4.4.3 *Mediciones realizadas con el equipo de análisis ultrasónico desalineando verticalmente con shims de 0,503; 0,638; 1,27; 1,82 mm.* En la siguiente tabla se muestran los datos tomados de los espectros resultantes de la simulación antes mencionada.

Tabla 20. Niveles globales de presión sonora para cada desalineación.

Desalineación angular vertical (DAV)	
DAV (mm)	NPT (dB)
0	42
0,508	41
0,63	43
1,27	42
1,82	43

Fuente: Autores

4.4.3.1 *Obtención de la ecuación de desalineación angular vertical Vs NPT.* Esta ecuación se va a obtener por el método de los mínimos cuadrados, para el cálculo se toman los datos de desalineación vertical y los NPT o niveles globales de presión sonora en el punto de medición, según va evolucionando la desalineación antes mencionada.

La siguiente tabla muestra los datos necesarios para la obtención de la ecuación por el método de los mínimos cuadrados.

Tabla 21. Método de mínimos cuadrados (DAV ultrasonido).

Método de mínimos cuadrados					
n	DAV (x)	NPT (y)	x*y	x^2	y^2
1	0	42	0	0	1764
2	0,508	41	20,828	0,258064	1681
3	0,63	43	27,09	0,3969	1849
4	1,27	42	53,34	1,6129	1764
5	1,82	43	78,26	3,3124	1849
Σ	4,228	211	179,518	5,580264	8907

Fuente: Autores

Para la obtención de la pendiente se reemplazan los datos de la tabla 21 en la ecuación 25 donde se obtiene:

$$m = \frac{n \sum xy - (\sum x)(\sum y)}{n \sum (x^2) - (\sum x)^2}$$

$$m = \frac{5 (179,518) - (4,228)(211)}{5 (5,58) - (4,228)^2}$$

$$m = 0,5468$$

Luego para la obtención de la ordenada al origen se reemplazan los datos de la tabla 21 en la ecuación 26 donde se obtiene:

$$b = \frac{\sum y \sum x^2 - (\sum x)(\sum xy)}{n \sum (x^2) - (\sum x)^2}$$

$$b = \frac{(211)(5,58) - (4,228)(179,518)}{5 (5,58) - (4,228)^2}$$

$$b = 41,737$$

Para la obtención del coeficiente de correlación se reemplazan los datos de la tabla 21 en la ecuación 27 donde se obtiene:

$$R^2 = \frac{5 (179,518) - (4,22)(211)}{\sqrt{[5(5,580) - (4,22)^2][5(8907) - (211)^2]}}$$

$$R^2 = 0,603$$

Con estos valores calculados de m= 0,5468 y b= 41,737 reemplazamos en la ecuación de la recta 24 donde se obtiene:

$$y = 0,5468 * x + 41,737$$

Esta ecuación equivale a:

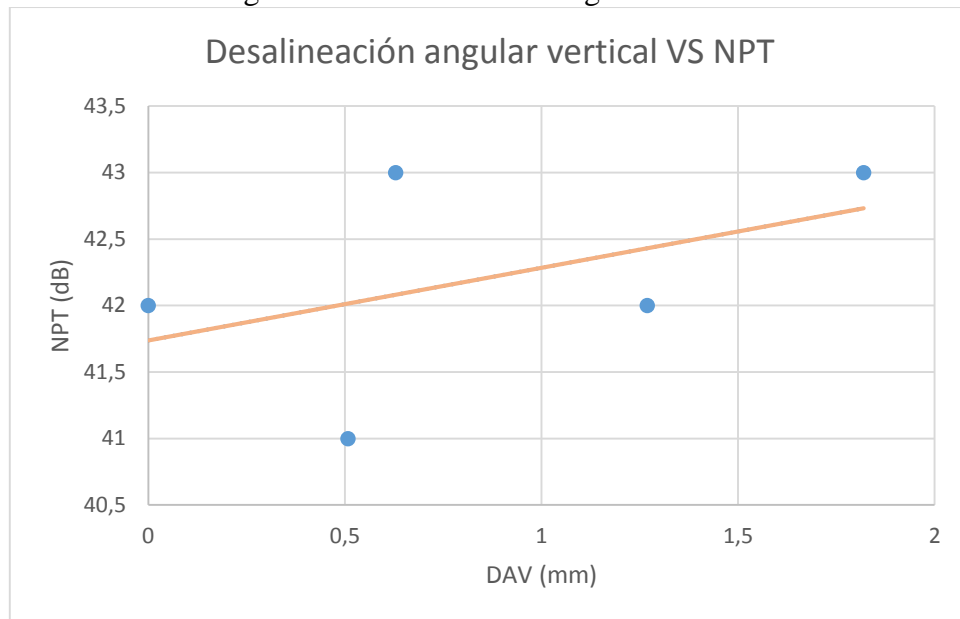
$$NPT = 0,5468 * DAV + 41,737 \quad \text{Ecuación (34)}$$

Donde:

NPT= Nivel global de presión sonora en el punto de medición (dB).

DAV= Desalineación angular vertical (mm)

Figura 54. Desalineación angular vertical.



Fuente: Autores

4.4.4 Medición realizada con el equipo de análisis ultrasónico aumentando 0,25; 0,50; 0,75 y 1mm la distancia entre centros. En la siguiente tabla se muestran los datos tomados de los espectros resultantes de la simulación antes mencionada.

Tabla 22. Datos de niveles globales de presión sonora para cada simulación.

Aumento de distancia entre centros	
AC (mm)	NPT (dB)
0	41
0,25	41
0,50	42
0,75	42
1	43

Fuente: Autores

4.4.4.1 Obtención de la ecuación de aumento de la distancia entre centros Vs NPT. Esta ecuación se va a obtener por el método de los mínimos cuadrados, ya que los NPT o niveles globales de presión sonora en el punto de medición aumentan conforme se va incrementando la distancia entre centros.

La siguiente tabla muestra los datos necesarios para la obtención de la ecuación por el

método de los mínimos cuadrados.

Tabla 23. Método de mínimos cuadrados (AC ultrasonido)

Método de mínimos cuadrados					
n	AC (x)	NPT (y)	x*y	x^2	y^2
1	0	41	0	0	1681
2	0,25	41	10,25	0,0625	1681
3	0,50	42	21	0,25	1764
4	0,75	42	31,5	0,5625	1764
5	1	43	43	1	1849
Σ	2,5	209	105,75	1,875	8739

Fuente: Autores

Para la obtención de la pendiente se reemplazan los datos de la tabla 23 en la ecuación 25 donde se obtiene:

$$m = \frac{n \sum xy - (\sum x)(\sum y)}{n \sum (x^2) - (\sum x)^2}$$

$$m = \frac{5 (105,75) - (2,5)(209)}{5 (1,875) - (2,5)^2}$$

$$m = 2$$

Luego para la obtención de la ordenada al origen, se reemplazan los datos de la tabla 23 en la ecuación 26 donde se obtiene:

$$b = \frac{\sum y \sum x^2 - (\sum x)(\sum xy)}{n \sum (x^2) - (\sum x)^2}$$

$$b = \frac{(209)(1,875) - (2,5)(105,75)}{5 (1,875) - (2,5)^2}$$

$$b = 40,8$$

Para la obtención del coeficiente de correlación se reemplazan los datos de la tabla 26 en la ecuación 27 donde se obtiene:

$$R^2 = \frac{n \sum xy - \sum x \sum y}{\sqrt{[n(\sum x^2) - (\sum x)^2][n(\sum y^2) - (\sum y)^2]}}$$

$$R^2 = \frac{6,25}{6,61}$$

$$R^2 = 0,9449$$

Con estos valores calculados de m=2 y b= 40,8 reemplazamos en la ecuación de la recta 24 donde se obtiene:

$$y = 2 x + 40,8$$

Esta ecuación equivale a:

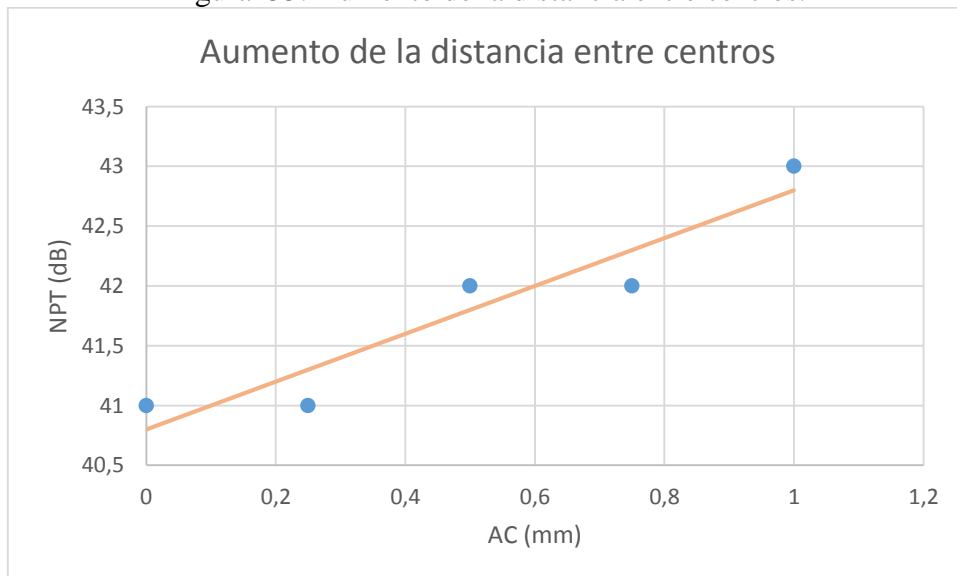
$$NPT = 2 * AC + 40,8 \quad \text{Ecuación (35)}$$

Donde:

NPT= Nivel global de presión sonora en el punto de medición (dB).

AC= Aumento de la distancia entre centros (mm)

Figura 55. Aumento de la distancia entre centros.



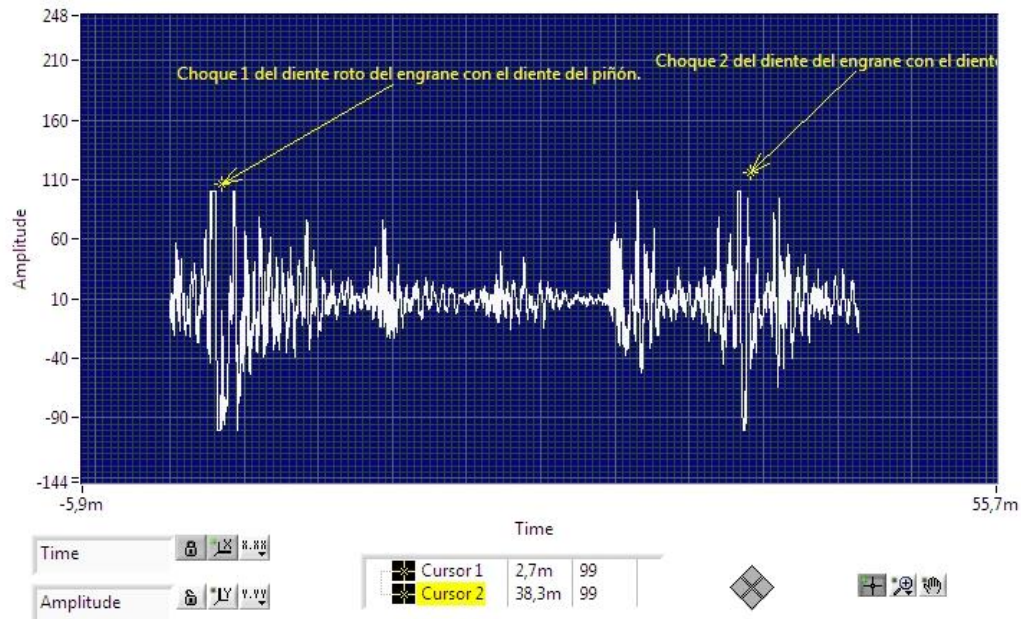
Fuente: Autores

4.4.5 Mediciones realizadas con el equipo de análisis ultrasónico con el engrane

con dientes rotos. Esta simulación se la realiza una vez se haya intercambiando el engrane normal con el engrane con dientes rotos.

Para el análisis de este ensayo se utiliza la onda en el tiempo, la misma que proporciona el software UE Spectralyzer 4.2.

Figura 56. Forma de onda del engrane con diente roto



Fuente: Autores

En la figura anterior se puede notar claramente la formación de picos elevados del nivel de presión sonora a causa del diente roto. Estos picos elevados se forman a una determinada frecuencia o cada cierto tiempo de funcionamiento del simulador.

CAPÍTULO V

5. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

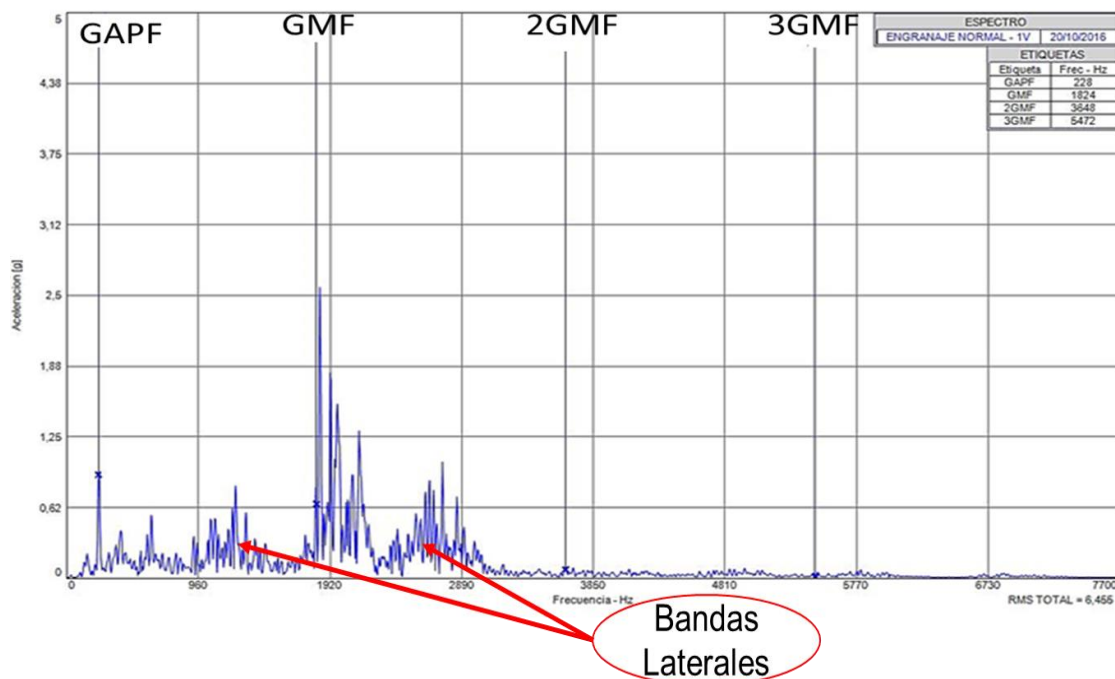
En este capítulo se realiza el análisis de los diferentes espectros tanto de vibraciones como de ultrasonido pasivo, con el fin de determinar los cambios producidos al realizar los diferentes modos de falla en el simulador.

En los incisos posteriores se exponen los resultados obtenidos de las técnicas de análisis de la condición antes mencionadas.

5.1 Resultados del análisis de vibraciones

5.1.1 *Análisis del espectro de vibraciones en condiciones normales.* Este espectro con su RMS total o nivel de vibración global servirá de punto de partida para el diagnóstico de los demás modos de falla. En la siguiente figura se puede observar el espectro tomado cuando el engranaje se encuentra en condiciones normales de funcionamiento.

Figura 57. Espectro de aceleración de los engranajes en condiciones normales



Fuente: Autores

En la figura 57 se muestran los armónicos GMF, 2GM Y 3GM que son llamados característicos en el análisis de engranajes, cuyas frecuencias de vibración son elevadas, por lo que se los analiza en el espectro de aceleración. En la misma figura se puede apreciar que el armónico GMF es predominante con respecto a los armónicos 2GMF Y 3GMF, los mismos que no son tan visibles pero si se encuentran presentes en el espectro.

Adicional, en la figura 57 se puede notar la presencia de un armónico denominado GAPF (frecuencia de fase de ensamblaje), el cual estará presente en los posteriores ensayos, pero no se lo tomara en cuenta para la caracterización de los modos de falla ya que es de baja frecuencia.

Para el cálculo del GAPF se utiliza la ecuación 7.

$$GAPF = \frac{GMF}{N_A}$$

Dónde:

GMF= 1824 Hz; frecuencia de engranaje de engranes.

N_A = 8; factor de fase de ensamblaje.

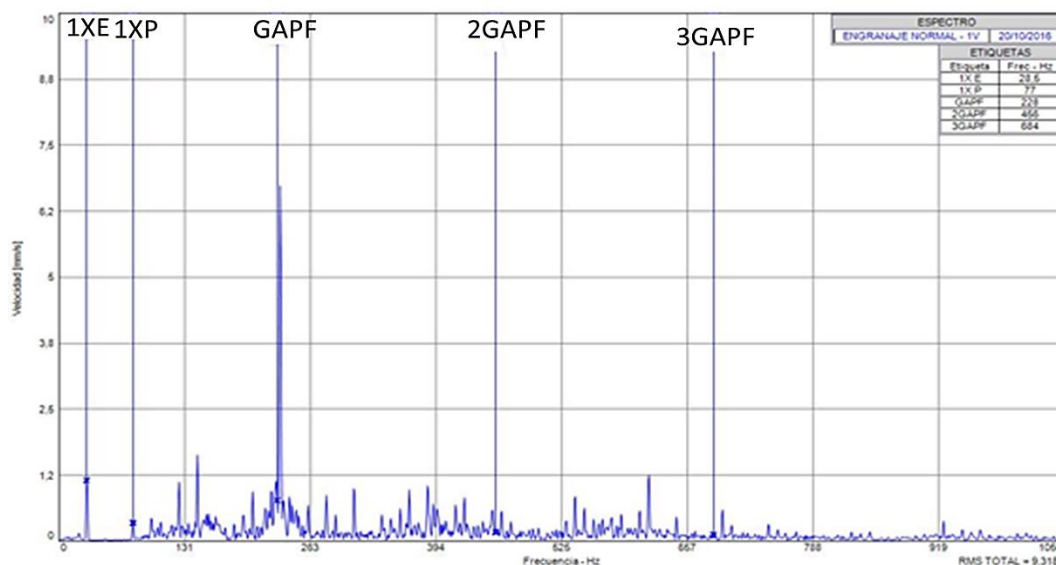
Al reemplazar se obtiene:

$$GAPF = \frac{1824 \text{ Hz}}{8}$$

$$GAPF = 228 \text{ Hz}$$

La presencia del GAPF en el espectro muestra que los engranajes presentan problemas de manufactura, el mismo que no será tomado en cuenta para los análisis posteriores, ya que los mismos se centralizan más en el modo en que operan los engranajes que en sus condiciones físicas. En la figura 58 se visualiza de mejor forma el armónico 1GAPF con sus armónicos correspondientes como lo son 2GAPF, 3GAPF.

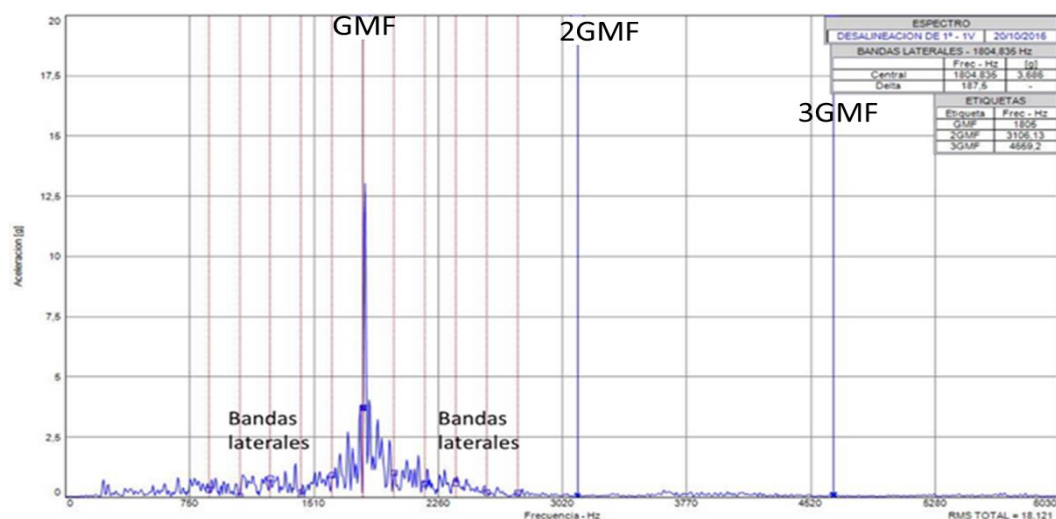
Figura 58. Espectro de velocidad en condiciones normales.



Fuente: Autores

5.1.2 *Análisis de los espectros de vibración cuando existe desalineación angular horizontal.* De acuerdo a la tabla 9 se puede observar que el RMS total de los espectros, varía de forma ascendente, en función a los grados de desalineación, esta variación obedece la ecuación 28 la misma que ha sido representada en la figura 47 cuya tendencia es lineal. A continuación se expone el espectro con desaliación angular de 1°.

Figura 59. Espectro en aceleración de desalineación angular horizontal a 1°.



Fuente: Autores

En la figura anterior se puede notar que el armónico de GMF predomina en el espectro con bandas laterales a su alrededor, este armónico en los ensayos crece conforme se aumenta la desalineación, por otra parte los armónicos de 2GMF y 3GMF no son tan

visibles pero están presentes en el espectro. Así también se puede notar que el armónico GAPF no está presente y el espectro indica piso de ruido.

5.1.3 *Análisis de los espectros de vibraciones cuando se desalinea de forma angular vertical.* De acuerdo a la tabla 11 se puede observar que el RMS total de los espectros varía de forma ascendente conforme se va aumentando la desalineación vertical, esta variación de desalineación vs RMS total se muestra en la figura 48, donde se determinó la ecuación 29 con tendencia lineal.

Existe una gran similitud con el caso anterior de la desalineación angular horizontal, ya que el modo de fallo es el mismo en términos generales, por consiguiente en las mediciones tomadas el GMF seguirá siendo el armónico predominante con sus bandas laterales, este armónico crece conforme se aumenta la desalineación. Por otro lado el 2GMF y 3GMF son ligeramente visibles y también existe piso de ruido.

Adicional, a lo anterior se puede notar que el armónico GAPF no es visible y va decreciendo su amplitud conforme aumenta la desalineación.

5.1.4 *Aumento de la distancia entre centros.* Para realizar este análisis se toma como referencia el espectro normal, para compararlo con los espectros donde se aumenta 0,25; 0,50; 0,75 y 1mm de distancia entre centros, estos cálculos lo realizamos en el inciso 4.3.4.

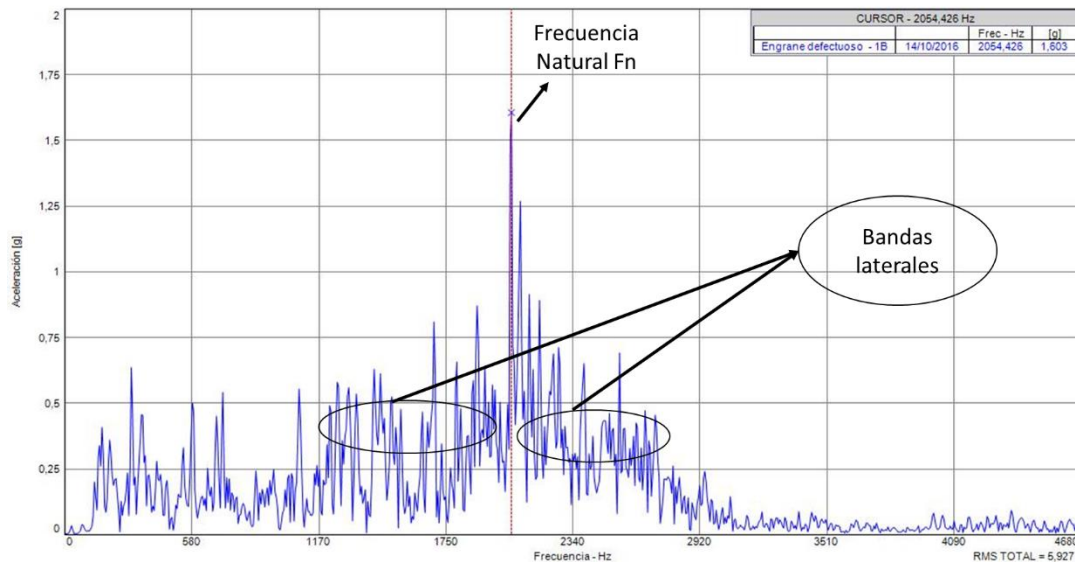
En estos espectros podemos observar que el RMS total varía de forma ascendente de acuerdo se va aumentando la distancia entre centros, esta variación de aumento de distancia entre centros vs RMS total se muestra en la figura 49, donde se determinó la ecuación 30 con tendencia lineal.

En esta simulación las mediciones tomadas del armónico GMF seguirán siendo predominante con bandas laterales características, el cual crece conforme se aumenta la desalineación, el 2GMF y 3GMF son ligeramente visibles y hay presencia de piso de ruido.

De forma adicional, se puede observar que el armónico de GAPF no es visible y va decreciendo su amplitud conforme aumenta la distancia entre centros.

5.1.5 *Análisis del ensayo del Engrane con dientes rotos.* En este ensayo podemos analizar que el tiempo de formación de onda(Δ) es de 0,036 se está cumpliendo de acuerdo al cálculo realizado en el inciso 4.3.5, en donde el factor de cresta crece linealmente conforme aumenta el tiempo de formación de onda, como se observa en la figura 51.

Figura 60. Espectro de ensayo dientes rotos.



Fuente: Autores

Como se observa en la figura anterior, el ensayo genera un espectro con la frecuencia natural visible y con sus bandas laterales alrededor, por otro lado el 1X E no es tan claro por su baja frecuencia pero sí está presente en el espectro.

5.2 Resultados del análisis ultrasónico

5.2.1 *Análisis del espectro ultrasónico en condiciones normales de funcionamiento.* El análisis de este espectro servirá como línea base para los siguientes análisis.

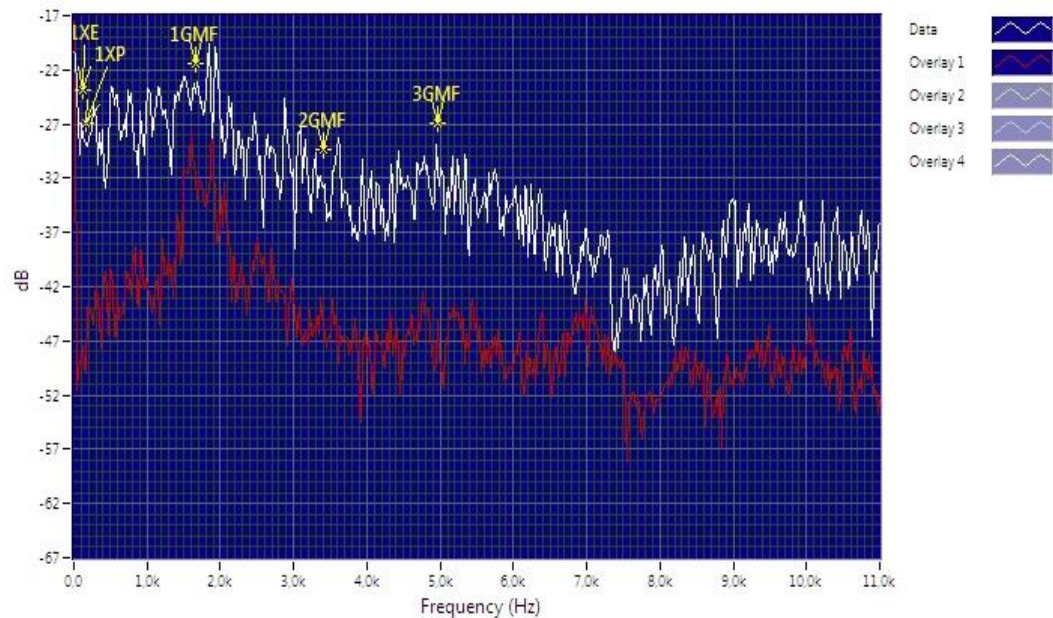
En el análisis los armónicos 1XE y 1XP no son tan visibles pero sí se encuentran presentes en el espectro, por otro lado el armónico de GMF es predominante, luego le sigue el 3GMF y por último está el 2GMF.

El NPT o nivel global de presión sonora en el punto de medición es de 42 dB.

5.2.2 *Análisis del espectro ultrasónico con el engrane sin defectos, pero con una desalineación angular horizontal de 1°.* Para el análisis se enlazó el nuevo espectro de

desalineación horizontal a 1° (color blanco) con el de línea base (color rojo), como se muestra en la siguiente figura.

Figura 61. Análisis del espectro de desalineación horizontal a 1°



Fuente: Autores

La figura anterior se nota claramente que cuando existe desalineación angular horizontal, se produce un aumento de los niveles de presión sonora de los armónicos 1XE, 1XP, 1GMF, 2GMF y 3GMF. Donde el armónico 1GMF es predominante frente al 2GMF y 3GMF, similar a lo que sucede en el espectro de línea base.

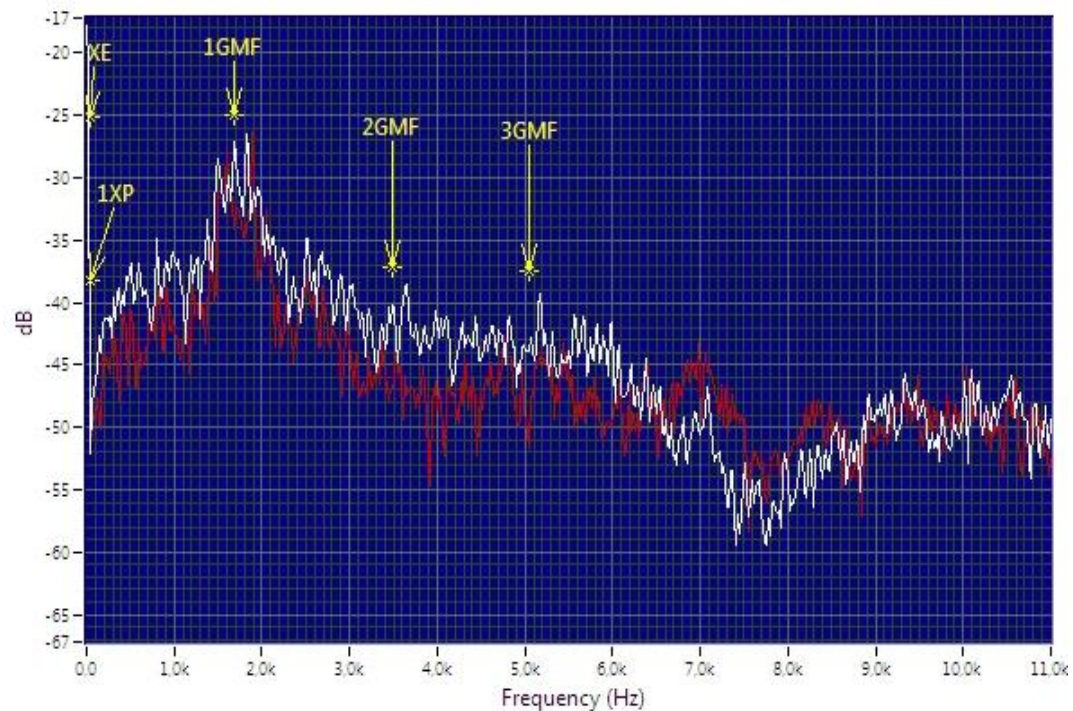
Según la tabla 18 se determina que el NPT o nivel global de presión sonora en el punto de medición aumenta conforme se incrementa el ángulo de desalineación horizontal, este incremento obedece la ecuación 33, la misma que ha sido representada en la figura 53.

5.2.3 Análisis del espectro ultrasónico con el engrane sin defectos, desalineando al piñón verticalmente con shims de 1,82mm. Para el correspondiente análisis se enlazó el espectro de desalineación angular vertical de 1,82 mm (color blanco) con el de línea base (color rojo), tal como se muestra en la siguiente figura.

La figura 62 se muestra de forma visible que cuando existe desalineación angular vertical, hay un aumento de los niveles de presión sonora de los armónicos 1XE, 1XP, 1GMF, 2GMF y 3GMF. Donde el armónico 1GMF es predominante frente a los armónicos 2GMF Y 3GMF, por otro lado los valores de los niveles de presión sonora de los

armónicos 2GMF y 3GMF son levemente distintos.

Figura 62. Análisis del espectro de desalineación angular vertical de 1,82mm.



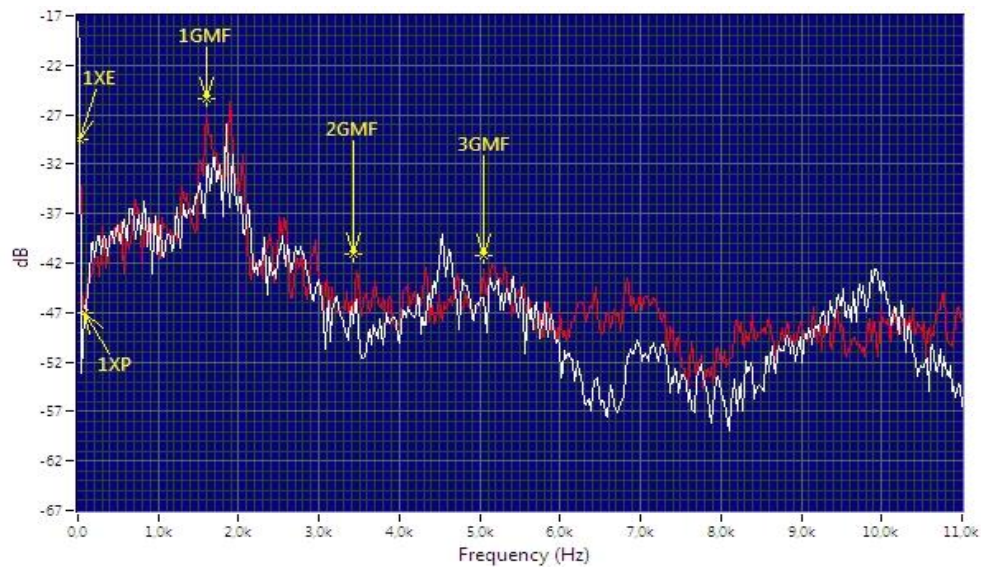
Fuente: Autores

Según la tabla 20 se determina que el NPT o nivel global de presión sonora en el punto de medición, aumenta conforme se van intercambiando los shims de diferentes espesores, cuya tendencia creciente obedece la ecuación 34 definida anteriormente, la misma que ha sido representada en la figura 54.

5.2.4 Análisis del espectro ultrasónico de la transmisión aumentando 1mm la distancia entre centros. Para el análisis se enlazó el espectro resultante al aumentar la distancia entre centros en 1mm (color blanco) con el espectro de línea base (color rojo), como se muestra en la siguiente figura.

La figura 63 se muestra claramente que cuando existe un aumento de la distancia entre centros, los niveles de presión sonora de los armónicos 1XE, 1XP, 1GMF, 2GMF y 3GMF decrecen. Donde el armónico 1GMF es predominante y los niveles de presión sonora de los armónicos 2GMF Y 3GMF son ligeramente distintos.

Figura 63. Análisis del espectro aumentado la distancia entre centros en 1mm.

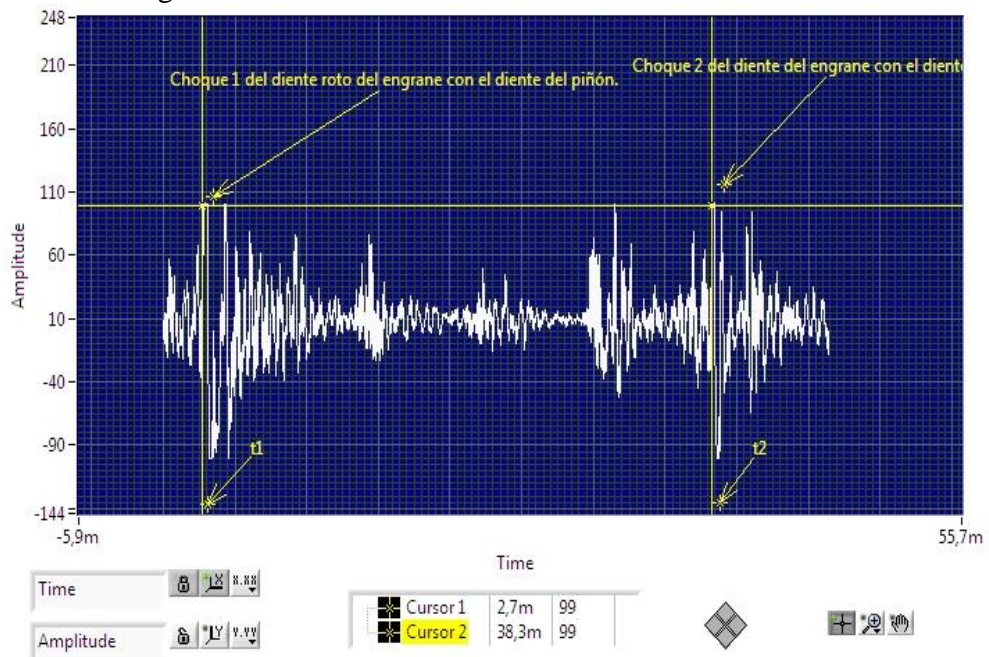


Fuente: Autores

Según la tabla 22 se determina que el NPT o nivel global de presión sonora en el punto de medición, aumenta conforme se va incrementando la distancia entre centros, cuya tendencia creciente obedece la ecuación 35 definida anteriormente, la misma que ha sido representada en la figura 55.

5.2.5 *Análisis de la forma de onda del engrane con diente roto.* Para el análisis se va a tomar la onda en el tiempo, como se muestra en la siguiente figura.

Figura 64. Análisis de la forma de onda con diente roto.



Fuente: Autores

En la figura anterior se observa claramente que cuando existe diente roto, hay presencia de picos elevados con niveles de presión sonora semejantes, los mismos que van apareciendo a un intervalo de tiempo constante.

El intervalo de tiempo antes mencionado se calcula con la siguiente fórmula.

$$\Delta t = t_2 - t_1 \quad \text{Ecuación (36)}$$

Donde:

Δt = Intervalo de tiempo de impacto.

t_1 =Tiempo del primer impacto en ms (milisegundos)

t_2 =Tiempo del segundo impacto en ms (milisegundos)

Reemplazando t_1 y t_2 en la ecuación 35 se tiene:

$$\Delta t = 38,3 - 2,7$$

$$\Delta t = 35,6 \text{ ms}$$

Este intervalo de tiempo de impacto es semejante al valor del intervalo de formación de onda obtenido en el análisis de vibraciones.

5.3 Comparación de resultados en el diagnóstico de modos de fallas en engranajes entre el análisis de vibraciones y ultrasonido pasivo.

En este inciso se contrasta la efectividad de las técnicas de análisis de vibraciones y ultrasonido pasivo en el diagnóstico de los modos de fallas en engranajes anteriormente estudiados.

5.3.1 Desalineación angular horizontal. Comparando las gráficas 47 y 53 podemos definir que las dos técnicas son efectivas para una desalineación de engranajes ya que el RMS total y el Nivel de presión sonora aumentan proporcionalmente con la desalineación.

5.3.2 *Desalineación angular vertical.* Comparando las gráficas 48 y 54 podemos definir que las dos técnicas son efectivas para una desalineación de engranajes ya que el RMS total y el Nivel de presión sonora aumentan proporcionalmente con la desalineación.

Hay que recalcar que los valores en la gráfica 54 de ultrasonido posee un bajo coeficiente de correlación 0,60 esto significa que sus datos están aumentando pero están muy dispersos con respecto a la línea de tendencia.

5.3.3 *Aumento de la distancia entre centros.* En las gráficas 49 y 55 podemos apreciar que las dos técnicas no son efectivas para un aumento de distancia entre centros ya que el RMS total descende y el Nivel de presión sonora aumentan proporcionalmente con la desalineación.

5.3.4 *Engrane con dientes rotos.* Analizando y comparando los resultados de las figuras 54 y 64 se puede apreciar que las dos técnicas son efectivas para identificar el modo de falla de un engrane o piñón con dientes rotos y observar su forma de onda tanto en vibraciones como en ultrasonido con el tiempo entre los impactos de 0,036 segundos

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

El simulador que se construyó cumple su función ya que brinda mediciones fiables, las cuales permiten realizar estudios factibles de los engranajes, cuyos análisis permiten tener una idea clara sobre los cambios que éstos pueden tener al someterlos a desalineación angular o vertical, aumento de la distancia entre centros y si se encuentran con dientes rotos.

El módulo permitió la toma de las mediciones tanto de vibraciones como de ultrasonido pasivo de forma efectiva, las cuales pueden ser obtenidas a intervalos de medida convenientes, es decir, a medida que se incrementa la severidad de los modos de fallas en engranajes, así como en puntos de medición más adecuados para la recolección de datos.

De los análisis realizados se determinó que los modos de falla por desalineación tienen un aumento proporcional de los RMS totales (niveles de vibraciones globales) y los NPT (niveles de presión sonora en el punto de medición) a medida que su severidad aumenta.

En particular se estableció que mientras se va aumentando la distancia entre centros de los engranes, los RMS total y el NPT decrecen de forma proporcional.

En cuanto para el caso del ensayo del engrane con dientes rotos, se ha comprobó que ambas técnicas de diagnóstico son totalmente efectivas, ya que permiten visualizar el impacto y el tiempo de aparición del pico que se produce cuando el diente roto del engrane hace contacto con el diente del piñón complementario.

En relación a la aparición del armónico de GAPF (frecuencia de fase de ensamblaje), se determinó que no influye en el diagnóstico del tipo de desalineación, ya que este armónico se presente a bajas frecuencias.

El plan de mantenimiento (ANEXO H) propuesto es eficaz, ya que previene 8 modos de

fallas, en donde se ha optimizado las tareas de mantenimiento mediante la técnica del AMEF (ANEXO E,F y G), la misma que ha sido realizada para cada uno de los sistemas que conforman el simulador de modos de fallas en engranajes.

6.2 Recomendaciones

Durante la operación del simulador de modos de fallas en engranajes, utilizar las protecciones auditivas como medida de seguridad, ya que al medir con el sonómetro el nivel de presión sonora que emite el simulador es de 90 dB, cuyo valor precisa la utilización de protecciones auditivas.

Realizar el check list antes de poner en operación el simulador de modos de fallas en engranajes.

Configurar el equipo de ultrasonido con los mismos parámetros, para la toma de mediciones tanto del espectro del línea base como de los demás ensayos y poder realizar un análisis íntegro de los datos recolectados

Al momento de realizar ensayos de vibraciones o ultrasonido en el simulador de modos de fallas en engranajes, se requiere realizar los ajustes necesarios en todas las partes del módulo, para evitar la presencia de armónicos no deseados en el espectro capturado.

Efectuar un estudio comparativo entre el análisis de vibración y ultrasonido pasivo de modos de falla en un sistema de transmisión con engranajes helicoidales.

BIBLIOGRAFÍA

BUDYNAS, Richard; & NISBETT, Keith. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. 8ª ed. México: Mc Granw-Hill, 2008 pp. 653-656.

CHARLOTTE, TECHNICAL ASSOCIATES OF 1996. Lista ilustrada de diagnóstico de vibraciones. [En línea] 1996.

GARRIDO, Garcia Santiago. Tecnicas de mantenimiento condicional basadas en la condicion de variables fisicas. *Renovetec*, vol. 4, n°4 (2009), (Madrid) pp. 30-35.

GUALLICHICO CONTENTO, Alex Estif. Elaboración de un manual de mantenimiento para la maquinaria de la empresa Rambal Compañía Limitada [En línea] (tesis).(Tecnología) Escuela Politécnica Nacional, Electromecánica. Quito-Ecuador. 2010. pp. 78-91. [Consulta: 23 de agosto del 2016]. Disponible en: <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/2606/1/CD-3278.pdf>

HERNÁNDEZ ALBAÑIL, Héctor; & ESPEJO MORA, Édgar. *Mecánica de fractura y análisis de falla* [en línea]. Bogotá-Colombia: El Malpensante S.A., 2002. [Consulta: 23 de junio del 2016]. Disponible en: https://books.google.com.ec/books?id=4thN1y4un2UC&pg=PA139&lpg=PA139&dq=fallas+en+engranajes&source=bl&ots=C5FF1zVYfx&sig=KR04U0U6bmJcmFeK95CB1aErI50&hl=es419&sa=X&redir_esc=y#v=onepage&q=fallas%20en%20engranajes&f=false

ISO 10816-1. *Mechanical Vibration-Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 1: General guidelines.*

JUVINALL, Robert. *Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica.* México: Limusa, 1991 pp. 542-543.

MADERO, Gustavo. “Hoja de datos técnicos división automotriz aceites para transmisión”. [en línea]. México D.F: Comercial ROSHFRANS, S.A, 2015. [Consulta: 11 de septiembre del 2016]. Disponible en: <http://www.roshfrans.com/wpcontent/uploads/2015/03/11-HDT-MULTITRANS-API-GL-4.pdf>

MOTT, Robert. *Diseño de Elementos de Máquinas*. México: Pearson Educación, 2006 pp. 300-564.

MOUBRAY, John. *Mantenimiento Centrado en Confiabilidad*. 2ª ed. Madrid-España: Aladon Ltd., 2004 pp. 56-132.

NTE INEN 2498-2009. *Eficiencia energética en motores eléctricos estacionarios*.

OLARTE, William; BOTERO, Marcela. “La detección de ultrasonido: una técnica empleada en el mantenimiento predictivo”. *Scientia Et Technica* [en línea], 2011, (Colombia) 17(47), pp. 230-233. [Consulta: 7 agosto 2016]. ISSN 0122-1701. Disponible en: <http://www.redalyc.org/pdf/849/84921327035.pdf>

RIVERA, J; & PALACIO, J. “Implementación de programa de mantenimiento predictivo mediante la técnica de ultrasonido en la Cooperativa Colanta Ltda”. [en línea], 2008, [Consulta: 11 septiembre 2016]. Disponible en: https://www.researchgate.net/publication/37368291_Implementacion_de_programa_de_mantenimiento_predictivo_mediante_la_tecnica_de_ultrasonido_en_la_Cooperativa_Colanta_Ltda

RESNICK, Robert; & HALLIDAY, David. *Fundamentos de Física*. 3ª ed. México: Continental, 1981 pp. 495-501.

SÁNCHEZ MARÍN, Francisco; et al. Sapiens: MANTENIMIENTO MECÁNICO DE MÁQUINAS [en línea]. 2ª ed. Castellón de la Plana-España: Publicaciones de la Universitat Jaume, 2007. [Consulta: 27 de junio del 2016]. Disponible en: <https://books.google.com.ec/books?id=4oZdkSUORsC&printsec=frontcover&dq=mantenimiento+mecanico+de+maquinas&hl=es&sa=X&ved=0ahUKEwjeuIm6lfHQAhWDdSYKHfjhBYkQ6AEIMjAA#v=onepage&q=mantenimiento%20mecanico%20de%20maquinas&f=false>